

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»  
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ  
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ ВЕРСТАТІВ ТА МАШИН

«На правах рукопису»

УДК \_\_\_\_\_ 621 \_\_\_\_\_

До захисту допущено

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ В.Б.Струтинський

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2018 р.

## Магістерська дисертація

на здобуття ступеня магістра

зі спеціальності 133 Галузеве машинобудування

на тему: Покращення технологічних властивостей вертикально-свердлильного верстата з числовим програмним керуванням

Виконав: студент

\_\_\_\_\_ II курсу , групи МВ – 71мп

\_\_\_\_\_ Косташук Богдан Миколайович

(прізвище ім'я по батькові)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Науковий керівник

\_\_\_\_\_ ст.викл. Вакуленко С. В.

(посада, науковий ступінь та вчене звання, прізвище, ініціали)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Консультант з розділу

\_\_\_\_\_ (посада, науковий ступінь та вчене звання, прізвище, ініціали)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Рецензент:

\_\_\_\_\_ ст.викл. Бецко Ю. М.

(посада, наукова ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_

(підпис)

Київ – 2018

**Національний технічний університет України**  
**“Київський політехнічний інститут**  
**імені Ігоря Сікорського”**  
**Механіко-машинобудівний інститут**  
**Кафедра конструювання верстатів та машин**

Рівень вищої освіти другий (магістерський) за освітньо-професійною програ-  
мою

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

Спеціалізація «Технології комп'ютерного проектування верстатів, роботів і  
машин»

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри  
В.Б.Струтинський  
(підпис) (ініціали, прізвище)  
“ ” \_\_\_\_\_ 2017 р.

**З А В Д А Н Н Я**  
**НА МАГІСТЕРСЬКУ ДИСЕРТАЦІЮ СТУДЕНТУ**

Костащуку Богдану Миколайовичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації Покращення технологічних властивостей вертикально-свердлильного верстата з числовим програмним керуванням  
науковий керівник дисертації Вакуленко Сергій Валентинович, ст. викл.  
( прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)  
затверджені наказом по університету від **“15” листопада 2018 року № 934-с**
2. Термін подання студентом дисертації 10 грудня 2018 року
3. Об'єкт дослідження Вертикально-свердлильний верстат мод. 2135 з ЧПК
4. Вихідні дані паспорт вертикально-свердлильного верстату 2135,
5. Перелік завдань, які потрібно розробити розробити механізм автоматичної зміни інструменту для даного верстату, модернізувати верстат для можливості здійснення додаткових операцій обробки на ньому, обладнати верстат системою ЧПК
6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу кінематична схема верстату, складальне креслення маніпулятора, складальне креслення коробки швидкостей, силовий розрахунок шпиндельного валу, розробка програми по обробці деталі в середовищі HEIDENHAIN
7. Орієнтовний перелік публікацій \_\_\_\_\_

## 8. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання ви- дав	завдання прийняв

## 9. Дата видачі завдання 29 вересня 2017 року

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерсь- кої дисертації	Примітка
1	Аналіз відомих механізмів зміни інструменту	03.18-04.18	
2	Конструювання механізму зміни інструменту	04.18-06.18	
3	Кінематичний розрахунок приводу головного ру- ху	06.18-07.18	
4	Силовий розрахунок приводу головного руху	07.18-08.18	
5	Побудова коробки швидкостей	08.18-10.18	
6	Розрахунок шпиндельного вузла	10.18-11.18	
7	Розробка програми для ЧПК по обробці деталі	10.18-11.18	

Студент \_\_\_\_\_ Костащук Б. М.  
( підпис ) (прізвище та ініціали)

Науковий керівник дисертації \_\_\_\_\_ Вакуленко С. В.

## АНОТАЦІЯ

Магістерська дисертація на здобуття освітньо-кваліфікаційного рівня «магістр» зі спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

Тема проекту: «Покращення технологічних можливостей вертикально-свердлильного верстата з числовим програмним керуванням».

Графічна частина – 9 аркушів ф. А1. Пояснювальна записка – 90 сторінок.

Мета проекту: покращення технологічних можливостей вже існуючої моделі верстату за рахунок його модернізації, а саме – обладнання його механізмом зміни інструменту, інструментальним магазином, модернізацією приводу головного руху верстата та обладнання його сучасною системою числового програмного керування.

В ході виконання магістерської дисертації було проведено аналіз існуючих видів механізмів зміни інструментів та інструментальних магазинів. Модернізація верстату проводилась в наступних напрямках: розробка маніпулятора механічної дії для зміни інструменту; розробка інструментального магазину; модернізація приводу головного руху та шпиндельного вузла, обладнання верстату системою ЧПК від «HEIDENHAIN».

Ключові слова: інструментальний магазин, маніпулятор, автоматична зміна інструменту, механічний привід, привід головного руху, шпиндельний вузол, числово-програмне керування.

## АННОТАЦИЯ

Магистерская диссертация на получение образовательно-квалификационного уровня «магистр» по специальности 133 «Отраслевое машиностроение».

Тема проекта: «Улучшение технологических возможностей вертикально-сверлильного станка с числовым программным управлением».

Графическая часть - 9 листов ф. А1. Пояснительная записка - 90 страниц.

Цель проекта: улучшение технологических возможностей уже существующей модели станка за счет его модернизации, а именно - оборудование его механизмом смены инструмента, инструментальным магазином, модернизацией привода главного движения станка и оборудованием его современной системой числового программного управления.

В ходе выполнения магистерской диссертации был проведен анализ существующих видов механизмов смены инструментов и инструментальных магазинов. Модернизация станка проводилась в следующих направлениях: разработка манипулятора механического действия для смены инструмента; разработка инструментального магазина; модернизация привода главного движения и шпиндельного узла, оборудования станка системой ЧПУ от «HEIDENHAIN».

Ключевые слова: инструментальный магазин, манипулятор, автоматическая смена инструмента, механический привод, привод главного движения, шпиндельный узел, числовое программное управление.

## **THE ABSTRACT**

There is specialists thesis in specialization 133 “Sectoral mechanical engineering”.

Theme of project is: “Improving of technological capabilities of the vertical–drilling machine–tool with computer numerical control”

Graphic part – 9 sheets in A1 size. Explanatory note – 90 sheets.

Purpose of project is: to improve technological capabilities of already existing model of machine tool on account of its modernization, especially by installation of mechanism for tool change, tool magazine, modifying of main drive and installation modern system of computer numerical control to the machine-tool.

In the course of specialists thesis was done: analyze of existing types of mechanisms for tool change and tool magazine. Modernization of machine tool conducted at following areas: development of mechanical manipulator for tool change; development of tool magazine; modifying of main drive and spindle assembly and installation of CNC-system by “HEIDENHAIN” company in machine-tool.

Key words: tool magazine, manipulator, automatic tool change, mechanical drive, main drive, spindle assembly, computer numerical control.

## Зміст

Вступ.....	3
1. Аналіз відомих механізмів автоматичної зміни інструменту.....	5
1.1. Види механізмів автоматичної зміни інструменту.....	5
1.2. Револьверні інструментальні головки.....	5
1.3. Магазины шпиндельних гільз.....	7
1.4. Інструментальні магазини.....	8
2. Конструкторська частина.....	12
2.1. Компоновка вузлів.....	12
2.2. Кінематичний розрахунок та вибір приводу інструментального ма- газину.....	12
2.3. Кінематичний та регулюючий розрахунок приводу зміни інструменту.....	19
2.3.1. Розробка циклограми роботи механізму автоматичної зміни інструменту.....	20
2.3.2. Розрахунок приводу руки маніпулятора.....	24
2.4. Розрахунок геометричних та силових параметрів механізму зміни інструменту.....	27
2.4.1. Розрахунок валів механізму приводу.....	28
2.5. Проектування вузлів та механізмів модернізованого верстата...37	
2.5.1. Розрахунок черв'ячного зачеплення.....	37
2.5.2. Вибір конструкції і розмірів муфти.....	39
3. Кінематичний розрахунок приводу головного руху.....	40
3.1. Побудова структурної сітки і графіка чисел обертів шпинде- ля.....	40
3.2. Визначення чисел зубчастих коліс.....	42
4. Силовий розрахунок приводу головного руху.....	45
4.1. Вибір електродвигуна і визначення діаметра валів.....	45
4.2. Розрахунок модулів зубчастих передач.....	48
4.3. Визначення модуля з розрахунку на контактну витривалість.....	48

4.4.	Визначення модулю з розрахунку на витривалість при згині зубів.....	53
5.	Побудова коробки швидкостей.....	56
5.1.	Визначення геометричних параметрів передач.....	56
5.2.	Визначення діаметрів валів та призначення з'єднань вал-маточина.....	60
5.3.	Уточнений розрахунок передшпиндельного валу коробки швидкостей.....	61
5.4.	Остаточний розрахунок валу на міцність.....	66
6.	Розрахунок шпиндельного вузла.....	68
7.	Розробка програми для обробки деталі в середовищі “HEIDENHAIN” .....	74
7.1.	Обладнання верстата системою ЧПК.....	74
7.2.	Розробка програми для обробки деталі.....	75
	Висновки.....	80
	Список використаних джерел.....	81



## Вступ

Наразі, поряд зі швидкими темпами прогресу людства, науково-технічний прогрес також потребує покращення старих а також введення нових зразків техніки, а також прийняття раціональних рішень як технічних, так і соціальних проблем. Проблема вирішення задачі автоматизації та універсалізації технічних процесів є особливо актуальною в наш час. Це спричиняють зокрема такі фактори, як недостатня кількість трудових ресурсів, а також з відносно низький рівень технічної грамотності населення України. Безумовно, створення, дослідження та покращення методів автоматизації процесів обробки металу, зокрема механічної, досягли досить високих результатів. Більшість моделей модернізації діючих верстатів за свою основу мають мету автоматизації допоміжних робочих рухів органів цих верстатів. Безпосередньо можна виділити декілька основних напрямків розвитку налагодження процесів автоматизації:

- завантажувально-розвантажувальні операції на верстатах (автоматичні лінії);
- операції, пов'язані з ріжучим інструментом – його зміна, закріплення і зберігання на верстатах (оброблюючі центри);
- операції, що відповідають за контроль точності та якості обробки деталей.

Для даного верстату за напрямком модернізації я обрав напрямком автоматизації операцій зміни, закріплення і зберігання інструментів. В ході роботи довелося зустрітись з деякими проблемами технічного та технологічного характеру, що пов'язані зі створенням самого механізму зміни інструменту. Саме автоматизація допоміжних операцій, що виконуються при механічній обробці деталі, веде за собою як і значний економічний ефект, так і підвищення точності безпосередньо процесу обробки заготовки, а відповідно і якості готової деталі на виході, так як всі операції виконуються за одну установку, чим ліквідують похибку установки деталі.

Також було прийняте рішення внести зміни в конструкцію деяких вузлів верстату, а саме столу, коробки швидкостей, шпинделя для розширення техно-

логічних можливостей верстату, а саме для забезпечення можливості проведення операції фрезерування на верстаті. На модернізованому верстаті є можливість виконувати такі операції, як свердління, розсвердлювання, зенкерування, розвертання чорнового та чистового, розточування та фрезерування.

Введення на верстат механізму автоматичної зміни інструменту в свою чергу є економічно доцільним, так як тепер обслуговування такого верстату можуть забезпечувати і робітники з невисоким рівнем кваліфікації. Використання на виробництві модернізованого вертикально-свердлильного верстата з числовим-програмним керуванням, з механізмом автоматичної зміни інструменту дозволяє впроваджувати багатOVERSTATне обслуговування. Це, в свою чергу, приведе до зменшення чисельності робочого персоналу. Наявність можливості виконання декількох видів механічної обробки на модернізованому верстаті приводить до значного зменшення часу виробничого процесу.

## **1. Аналіз відомих механізмів автоматичної зміни інструменту**

### **1.1. Види механізмів автоматичної зміни інструменту**

В наш час отримали пристрої автоматичної зміни інструменту є дуже поширеними. Вони включають в себе такі механізми, як накопичувачі інструментів (револьверні головки, інструментальні магазини, магазини шпиндельних гільз); навантажувально-розвантажувальні пристрої, що служать для знімання та установки інструменту на верстат (інструментальні завантажувальні автооператори); проміжні конвеєрні пристрої для транспортування інструментів від накопичувачу до навантажувально-розвантажувального пристрою (автооператори, перевантажувачі); проміжні накопичувачі позицій, які служать місцем заміни інструменту. Останні два типи пристроїв є особливо актуальними при великих відстанях від шпинделя до накопичувача та при великих ємкостях магазину.

При експлуатації системи автоматичної зміни, повинна бути забезпечена висока точність встановлення інструменту в шпиндель верстата. Тому інструмент, що обертається, зазвичай встановлюють в спеціальних патронах чи оправках, завдяки чому ця можливість повинна бути забезпечена.

### **1.2. Револьверні інструментальні головки**

Револьверна інструментальна головка – це пристрій, що являє собою декілька інструментальних шпинделів, які є змонтованими в одному спільному поворотному корпусі. Під час наладки верстата інструменти закріплюють в шпинделях, а їх зміна в процесі обробки виконується за допомогою індексації корпусу головки. Сама зміна позиції револьверної головки при цьому здійснюється досить просто і за короткий час (2-3 с).

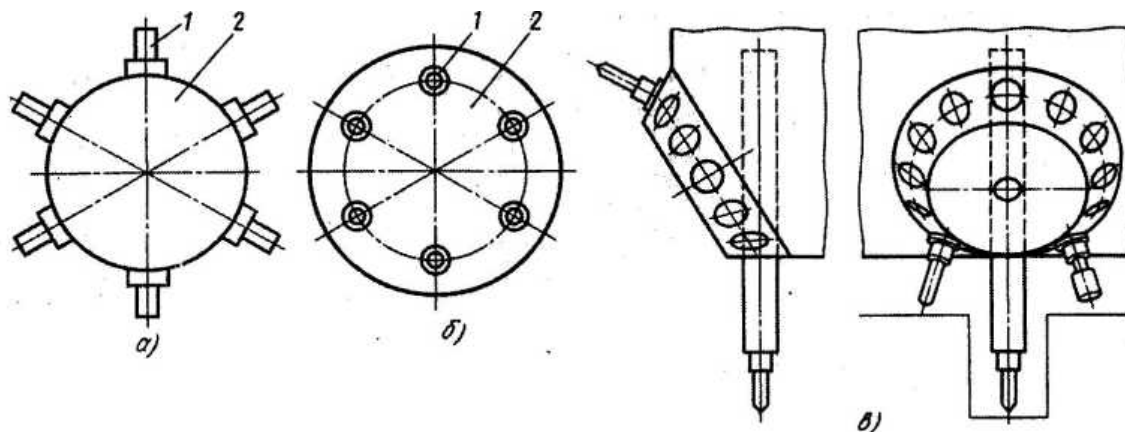


Рис. 1.1 Накопичувачі інструменту револьверного типу

Використовуються револьверні головки, в яких осі інструментів 1 розташовуються перпендикулярно або паралельно до осі самої головки 2 (рис. 1.1 а,б). Також використовуються револьверні головки з розташуванням осі інструменту під кутом до осі самої головки (рис. 1.1 в). Значною перевагою револьверних головок є те, що при їх використанні відпадає потреба в застосуванні навантажувально-розвантажувальних пристроїв, конвеєрів та проміжних накопичувачів.

Серед недоліків револьверних інструментальних (шпиндельних) головок можна виділити такі фактори, як: обмеженість робочої зони інструментів. Так як сусідні інструменти перешкоджають збільшенню ходу, це в свою чергу накладає обмеження на кількість інструментів (зазвичай це 6-8 позицій). Найбільш часте використання револьверні інструментальні головки знайшли на верстатах токарної групи.

На рис. 1.1 в зображений інструментальний магазин револьверного типу, в гнізда якого встановлені інструменти в спеціальних оправках. Осі інструментів розташовані під певним фіксованим кутом до осі магазину, а безпосередньо сам корпус магазину розташований на шпиндельній бабці таким чином, що в одній з положень оправка з інструментом стає співвісною зі шпинделем верстата. При висуванні шпинделя верстату із свого початкового положення, оправка ним захоплюється та виводиться із магазину. Після цього інструмент готовий до вступу в роботу. По закінченню обробки даним інструментом, шпиндель повертається у своє початкове положення, а оправка з інструментом в цей час

виводиться із шпинделя та закріплюється в магазині. Для зміни інструменту на наступний, магазин обертається на певний кут, таким чином потрібна оправка з інструментом переміщується в положення, при якому ця оправка знову стає співвісною із шпинделем верстату.

В магазинах такого типу може бути встановлено до 12-16 інструментів, шпиндель виконується достатньо жорстким. Час зміни інструменту при цьому становить не більш ніж 5 с.

### 1.3. Магазины шпиндельных гильз

Головною відмінністю магазину шпиндельних гільз від інструментального магазину є те, що в гніздах магазину розміщують не інструменти, а безпосередньо шпиндельні гільзи з уже встановленим в них інструментом, який є попередньо налаштованим на потрібний розмір. Сам магазин шпиндельних гільз частіше всього розміщують на шпиндельній бабці. Він може бути барабанного чи лінійного типу.

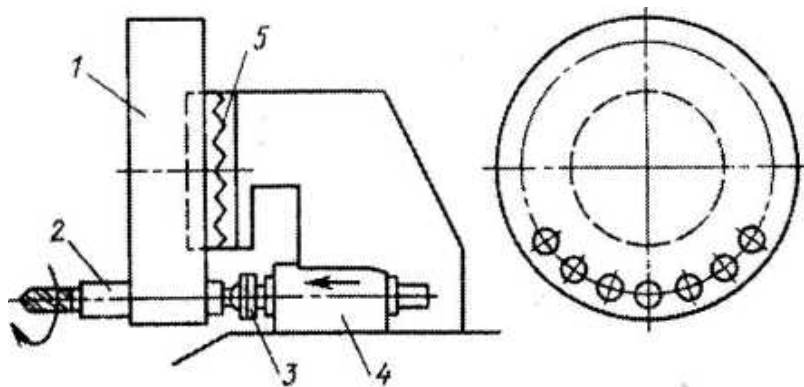


Рис. 1.2 Магазин шпиндельних гільз барабанного типу

Принцип роботи: необхідний інструмент, який знаходиться в своїй шпиндельній гільзі, після повороту магазину 1 подається на робочу позицію, на якій магазин фіксується. При цьому шпиндель з інструментом 2 з'єднується з приводом головного руху 4 за допомогою муфти 3, а сама гільза з'єднується з приводом подач верстату. Зубчаста муфта 5 забезпечує коректне позиціонування магазину.

Магазини шпиндельних гільз не є широко розповсюдженими, в основному через такі фактори: при обробці, через часту зміну інструменту, а відповідно

і шпindelьних гільз – знижується точність обробки. Також пристрої такого типу є досить високовартісними.

#### 1.4. Інструментальні магазини

В пристроях такої конструкції інструменти в магазині перебувають в спеціальних оправках. Інструментальні магазини є досить ємкими. Їх виконують у вигляді механізмів для зберігання необхідної кількості інструментів (при необхідності кількість інструментів може перевищувати 100 штук). Відповідно до програми обробки, інструмент автоматично знаходиться в магазині, а механізм зміни інструменту забезпечує встановлення останнього в шпindelь верстату. Використані інструменти по завершенню процесу обробки, автоматично повертаються в магазин. Виділяють три основних види інструментальних магазинів: поворотні, стелажні та ланцюгові.

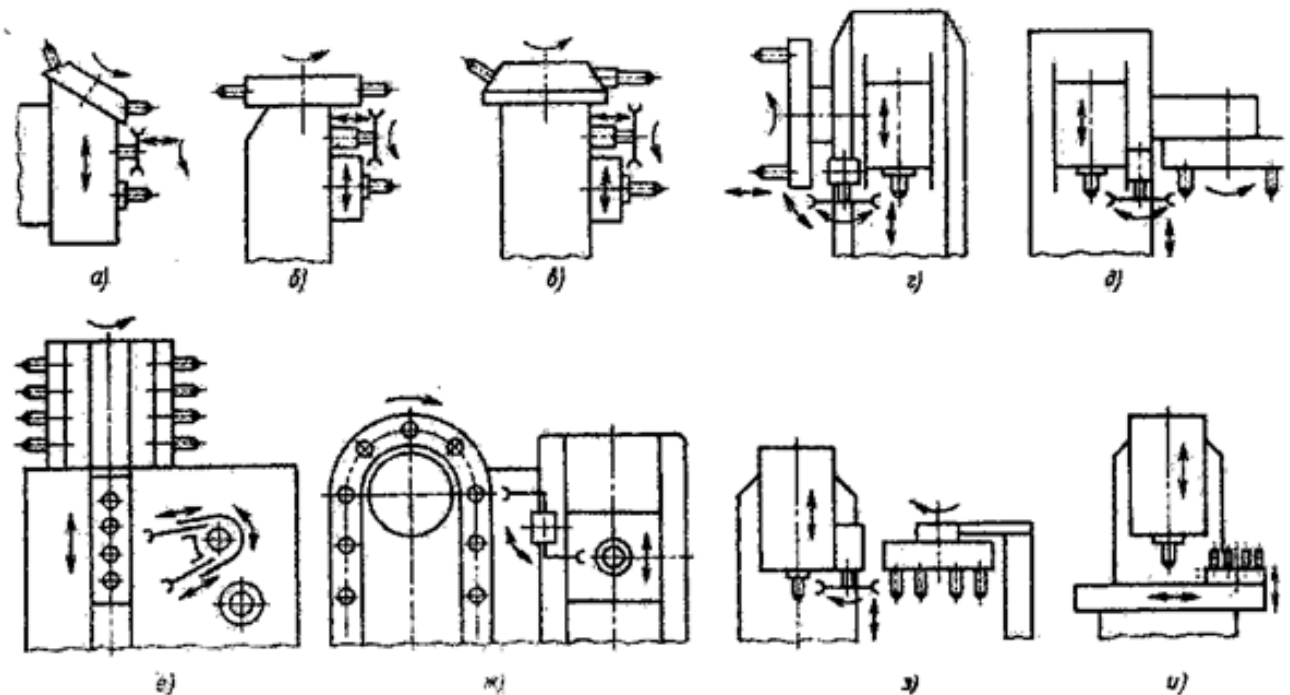


Рис. 1.3 Компонувки інструментальних магазинів.

Розташовуватись інструментальні магазини можуть в різних місцях верстату, в залежності від його компоновки та від технологічних потреб при виконанні обробки деталі. А саме – на шпindelьній бабці, на колонні чи станині ве-

рстату, на його столі чи взагалі поза верстатом.

Найбільше розповсюдженими є магазини барабанного та дискового типів (рис. 1.3 а-д). Магазини ланцюгового типу (рис. 1.3ж) в свою чергу за рахунок зміни довжини та положення ланцюга, дозволяють змінювати ємність магазину без внесення змін в конструкцію верстату. При цьому буде забезпечуватись досить висока компактність. Багатосекційні магазини (рис. 1.3е), за рахунок своєї значної ємності, дають змогу експлуатувати при роботі верстата одну із секцій магазину без переміщення всіх інших інструментів.

Виконанні інструментального магазину на шпиндельній бабці (рис. 1.3а) є досить вигідним, так як при такому способі зникає потреба в додатковому узгодженні положення необхідного інструменту та шпинделя при зміні інструменту завантажувальним автооператором. Безумовно, в такому випадку, процес роботи автооператора є досить простим. Але, в свою чергу, є і мінуси даної конструкції. Розташування магазину на шпиндельній бабці веде до збільшення її маси та габаритів, що, відповідно, негативно впливає на точність механічної обробки. З іншого боку, при розташуванні інструментального магазину на станині верстату (рис. 1.3б-д), шпиндельна бабка не сприймає додаткових навантажень, але цикл зміни інструменту в свою чергу стає більш складним. Так як кожного разу при необхідності заміни інструменту, необхідно, щоб шпиндельна бабка додатково здійснила переміщення із свого робочого положення в положення для зміни інструменту і назад. При установці магазину на стійці, розташованій поряд із верстатом (рис. 1.3з), динамічні навантаження магазину не впливають на точність роботи верстата. Але такий спосіб установки магазину збільшує габаритні розміри верстату.

Магазини стелажного типу частіше всього встановлюються безпосередньо на столі верстата (рис. 1.3и). В цьому випадку для пошуку інструменту використовують додаткові системи позиціонування. Одним із головних недоліків, яким володіють магазини цього типу, є збільшення габаритних розмірів стола.

Для забезпечення процесів заміни інструменту, верстати з інструментальними магазинами оснащуються автооператорами. Вони, в свою чергу, в залеж-

ності від виконуваних функцій, поділяються на транспортні та навантажувальні.

Навантажувальні автооператори забезпечують сам процес заміни інструменту в шпинделі верстата, а транспортні – відповідно транспортування інструментів від магазину до навантажувального автооператора, і назад. Навантажувальні автооператори можуть виконуватись одно-, дво-, та багато захватними. Затиск інструментальних оправок в цих автооператорах здійснюється по радіальному напрямку за шийку оправок за допомогою механізму захвату з підтисканням пружним елементом (рис. 1.4 а) або механізмами кліщового типу (рис. 1.4 б).

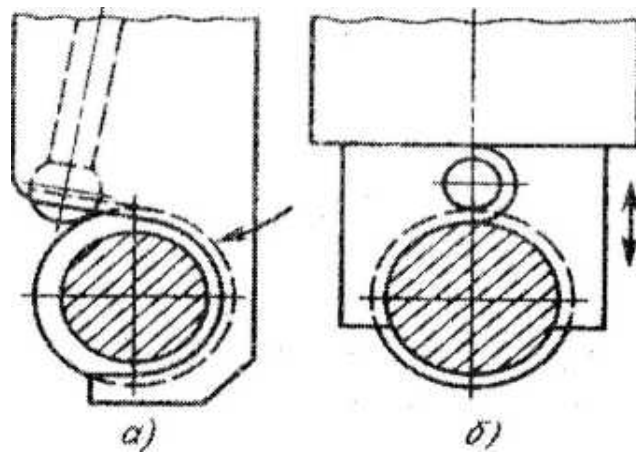


Рис 1.4. Механізми захвату

Найбільш розповсюдженими є навантажувальні двозахватні автооператори з обертальним рухом захватів (рис. 1.5). Вони отримали найбільший діапазон свого застосування. Принцип роботи такого автооператора: під час роботи верстату, магазин 1 встановлюється в положення, при якому наступний потрібний інструмент переміщується на позицію розвантаження-навантаження (рис. 1.5а). Після закінчення роботи попереднього інструменту, шпиндель також подається в положення розвантаження-навантаження. Автооператор 2 здійснює обертальний рух, та двома захватами одночасно захоплює відпрацьований 3 і потрібний наступний 4 інструменти (рис. 1.5б). Механізм затиску звільняє оправку зі шпинделя і автооператор переміщується в осьовому напрямку, таким чином відбувається звільнення відпрацьованого інструменту із шпинделя, і одночасно з ним звільнення потрібного інструменту з інструментального ма-



газину (рис.1.5в). Наступним етапом автооператор повертається на  $180^\circ$ , змінюючи місцями свої дві позиції з інструментами (рис.1.5г). Далі відбувається осьове переміщення автооператора, і таким чином, потрібний інструмент фіксується в шпинделі, а відпрацьований потрапляє в гніздо магазину (рис.1.5д,е). Механізм затиску забезпечує закріплення нової оправки з інструментом в шпинделі, а безпосередньо автооператор повертається в своє початкове положення. Повний цикл заміни інструменту триває приблизно 5-6 секунд.

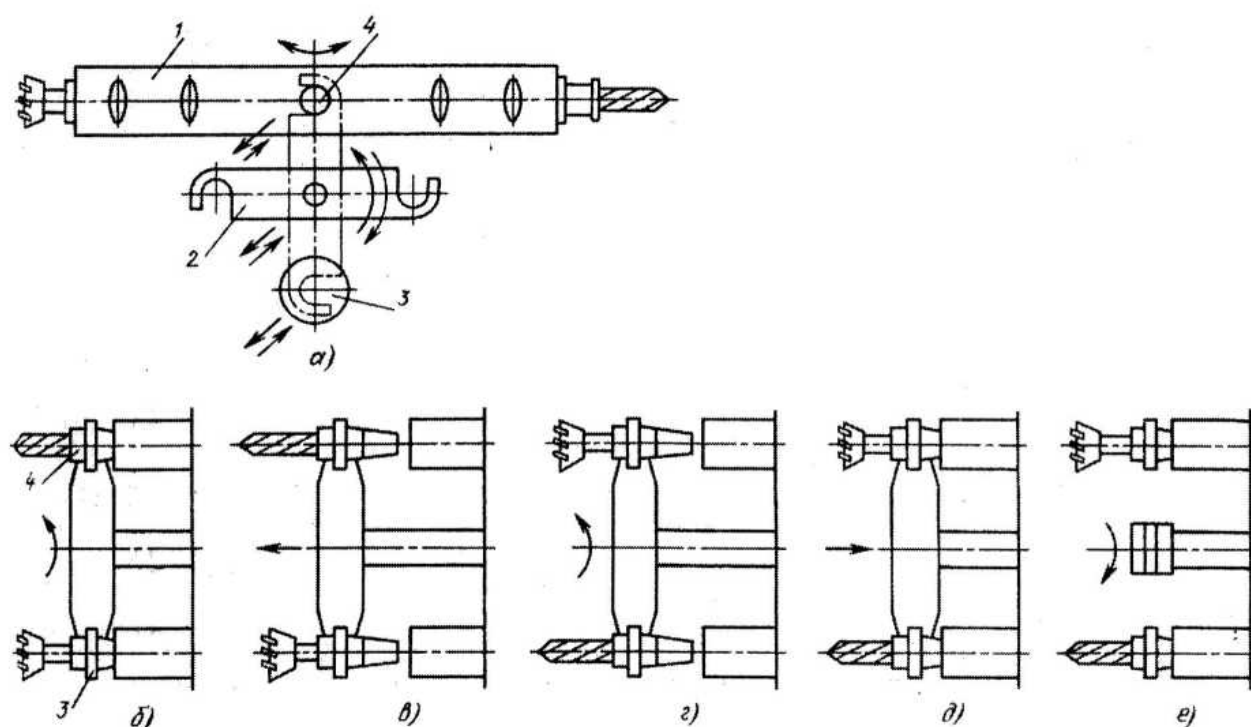


Рис. 1.5 Двозахватний автооператор.

Оцінивши всі відомі типи механізмів зміни, закріплення і зберігання інструменту, я обрав в якості прототипу навантажувальний двозахватний маніпулятор для зміни інструменту з підпружиненим затиском в вертикальному виконанні.

В якості механізму зберігання інструменту буде використовуватись поворотний інструментальний магазин барабанного типу який буде встановлюватися на колоні верстату.

## 2. Конструкторська частина

### 2.1 Компонівка вузлів

При обладнанні вертикально-свердильного верстату механізмом автоматичної зміни інструменту, сам механізм розташуємо праворуч від шпиндельної бабки. Механізми виконаємо автономними, так як ми здійснюємо модернізацію вже існуючого діючого верстату. Після закінчення обробки деталі певним інструментом, шпиндель разом з гільзою буде підніматись вгору по запрограмованій траєкторії. Кінцевою точкою цієї траєкторії буде його верхнє початкове положення. В цьому положенні буде відбуватись зміна інструменту.

Проаналізувавши варіанти схем вже існуючих механізмів зміни інструменту, можна розподілити їх на такі складові частини:

- блок управління, що відповідає за роботу механізму зміни інструментів та його автономного приводу;
- механізм управління, що відповідає за роботу інструментального магазину та його автономного приводу;
- маніпулятор, що виконаний в вигляді руки.

### 2.2 Кінематичний розрахунок та вибір приводу інструментального магазину

Застосуємо таку схему приводу інструментального магазину:

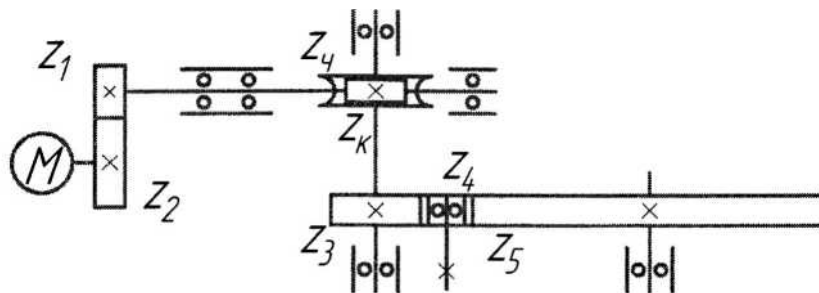


Рис 2.1 Схема приводу інструментального магазину

Виконаємо попередній розрахунок динамічних параметрів приводу блоку інструментального магазину.

Рівняння руху приводу:

$$M_{\text{дв}} - M_{\text{оп}} = J \frac{d\omega}{dt} = J \cdot \varepsilon$$

де  $M_{\partial\partial}$  – електромагнітний крутний момент двигуна;

$M_{on}$  – момент статичного опору приводу;

$J$  – момент інерції ротору двигуна і приведений до нього момент інерції мас блоку інструментального магазину;

$\varepsilon$  – прискорення рухомих мас механізму.

Робота інструментальних магазинів полягає у виконанні обертальних рухів зі змінною кутовою швидкістю. Спочатку має місце рівноприскорений рух з кутовим прискоренням  $\varepsilon$ , далі слідує рівномірне обертання з кутовою швидкістю  $\omega_0$ , і гальмування з подальшим позиціонуванням, яке відбувається з кутовою швидкістю  $\omega_n$ .

Для рівноприскореного  $\varepsilon$  при прискоренні і гальмуванні виконується наступне співвідношення:

$$\frac{\omega_0}{\sqrt{\varepsilon}} = 0,3 \dots 0,35$$

Зазвичай рух проводиться з прискоренням  $\varepsilon = 0 \dots 15 \text{с}^{-2}$ . В такому випадку, раціональна початкова кутова швидкість рівномірного руху становить  $\omega_0 = 1 \dots 1,3 \text{с}^{-1}$ .

Використаємо приведену кінематичну схему, яка являє собою багатоланкову схему, що зведена до вихідного валу електродвигуна. При цьому виконаємо заміну схеми на схему лінійного виду.

За шестерні будемо використовувати їх спрощену модель у вигляді диску з діаметром ділильного кола та на основі цього розрахуємо їх момент інерції. Приведення осьового моменту інерції шестерні відносно не її центральної вісі визначається за формулою:

$$J = J_0 + F \cdot l \cdot \rho \cdot x^2$$

де  $J_0$  - момент інерції шестерні відносно центральної осі симетрії ( $\text{м}^4$ ), що розраховується за формулою

$$J_0 = \frac{\pi d^4}{64} l \rho$$

де  $d$  – ділильний діаметр шестерні і колеса;

$\rho$  – густина матеріалу. Для сталі  $\rho = 7.8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$

$l = 0,02\text{м}$  – довжина вінця колеса.

$$F = \frac{\pi d^2}{4} - \text{площа перерізу диску шестерні};$$

$x$  – міжосьова відстань.

Зведемо подальші розрахунки в таблицю:

Таблиця 2.1

№ колеса	Кількість зубів $z$ , шт	Діаметр ділального кола $d$ , мм	Площа $F$ , $\text{м}^2$	Момент інерції $J_0$ , $\text{м}^4$	Міжосьова відстань $x$ , мм	Приведення від $i$ до $i-1$ ланки $J_\Sigma$ , $\text{м}^4$
$z_5$	156	312	0,0754	0,0725	196	
$z_4$	40	80	0,005	0,0003	86	2,9756
$z_3$	46	92	0,0066	0,0005	59	2,9764
$z_k$	40	80	0,005	0,0003	71	2,9766
$z_ч$	1	38	0,0011	0,00002		
$z_2$	50	100	0,0078	0,0007		
$z_1$	21	42	0,0014	0,00002		2,9771

Осьовий момент інерції черв'ячного колеса, що повернутий на кут  $90^\circ$  відносно до осьового моменту інерції черв'яка, визначається за формулою:

$$J_\alpha = J_k \cdot \cos^2 \alpha + J_{\alpha k} \cdot \sin^2 \alpha$$

при  $\alpha = 90^\circ$ ,  $J_\alpha = J_k$

Розрахуємо розрахунковий приведений момент на валу електродвигуна

$$M_p = J_{np} \cdot \varepsilon$$

$$M_p = 2.9771 \cdot 0.5 = 1.45 \text{ Нм}$$

Визначимо необхідну потужність на валу електродвигуна для повороту магазину, попередньо приймаючи за проектну номінальну частоту обертів двигуна  $n=1200$  об/хв.

$$P = \frac{M_p \cdot n}{9550}$$

$$P = \frac{1.45 \cdot 1200}{9550} = 0.18 \text{ кВт}$$

З каталогу обираємо двигун 4АА56В4 з такими характеристиками:

$N = 0,18$  кВт,  $n = 1370$  об/хв.

Проведемо уточнюючий розрахунок часу опрацювання приводу за фор-

мулою:

$$T = \sum_{i=1}^n P_i \cdot T_i \approx \frac{1}{\sqrt{\varepsilon}} \left[ f(p, n) \cdot \frac{1}{a} + (a - a_n) \cdot \frac{2\pi\gamma}{n_{an}} \right]$$

де  $n = 15$  – загальне число позицій в магазині;

$P_i$  – ймовірність повороту на «і» позиції;

$T_i$  – час повороту на «і» позиції;

$\varepsilon$  – прискорення при розгоні та гальмуванні;

$f(p, n)$  – функція, що характеризує закон розподілу ходів при повороті на різне довільне число позицій

$$f(p, n) \approx \pi \cdot \frac{(n+1)}{n};$$

$$a = \frac{\omega_0}{\sqrt{\varepsilon}}$$

де  $\omega_0$  – кутова швидкість рівномірного обертання;

$$a_n = \frac{\omega_n}{\sqrt{\varepsilon}}$$

де  $\omega_n$  – кутова швидкість при позиціонуванні;

$$\gamma = \frac{\varphi_n}{\varphi_1}$$

де  $\varphi_n$  – кут повороту при русі з кутовою швидкістю  $\omega_n$ ;

$$\varphi_1 = \frac{2\pi}{n} \text{ – кут повороту на одну позицію.}$$

Підставимо значення та проведемо розрахунки цих величин:

$$\varphi_1 = \frac{2\pi}{15} = 0,42 \text{ рад}$$

$$\varphi_n = 0,1 \text{ рад}$$

$$\varepsilon = 0,5 \text{ с}^{-2}$$

$$\gamma = \frac{0,1}{0,42} = 0,24$$

$$a_n = \frac{0,5}{\sqrt{0,5}} = 0,7$$

$$a = \frac{1}{\sqrt{0,5}} = 1,4$$

$$f(p, n) \approx \pi \frac{15+1}{15} \approx 3.35$$

$$T = \frac{1}{\sqrt{0.5}} \cdot \left[ 3.35 \cdot \frac{1}{1.4} + (1.4 - 0.7) \cdot \frac{2\pi \cdot 0.24}{15 \cdot 0.7} \right] = \frac{1}{0.7} \cdot \left[ 2.39 + 0.7 \cdot \frac{1.5}{10.5} \right] = 1.43 \cdot 2.49 = 3.56 \approx 4c$$

Цикл вибору інструменту в магазині в середньому прирівнюється до циклу заміни інструменту і тому він не впливає на час зміни інструменту.

Прийmemo проектні передатні відношення ступенів передачі привода блоку інструментального магазину  $i_{зуб} \approx 2...3$ ;  $i_{черв} \approx 10...50$

Для даної схеми маємо:

$$i_{4,5} = 3,75$$

$$i_{3,4} = 0,9$$

$$i_q = 30$$

$$i_{1,2} = 2,5$$

$$i_{\Sigma} = 3,75 \cdot 0,9 \cdot 30 \cdot 2,5 = 949 - \text{загальне передаточне відношення приво-}$$

Оскільки привід робить зміну інструменту в середньому за 4 сек., а кут повороту на одну позицію є рівним  $\varphi_I = 0,42$  рад і кут повороту для позиціонування  $\varphi_n = 0,1$  рад, то в сумі це дасть  $\varphi = 0,52$  рад.

Отже маємо кутову швидкість обертання магазину

$$\omega = \frac{\varphi}{T}$$

$$\omega = \frac{0,52}{4} = 0,13 \text{ рад}$$

Переведемо кутову швидкість в оберти за хвилину

$$n = \frac{30\omega}{\pi}$$

$$n = \frac{30 \cdot 0.13}{\pi} = 1.24$$

Приймаємо для швидкість обертання валу магазину  $n_m = 1,5$  об/хв.

Маючи проектне передаточне відношення приво-  
ду повороту магазину  $i_{\Sigma} = 949$ , отримаємо потрібну частоту обертання вихідного валу електродвигуна:

$$n_{e\partial} = i_{\Sigma} \cdot n_m$$

$$n_{e\partial} = 1,5 \cdot 949 = 1423 \text{ об / хв}$$

Звідси бачимо, що вибраний нами двигун в проектному розрахунку підходить.

Виконаємо перевірочний розрахунок електродвигуна. Для цього врахуємо затрати енергії за допомогою середніх значень ККД елементів приводів, які вважаються незалежними від навантаження і швидкостей і приймаються рівними:

$\eta_z = 0,99$  – для циліндричної прямозубої передачі;

$\eta_{\text{ч}} = 0,85$  – для черв'ячної передачі (значне змащування);

$\eta_n = 0,99$  – для підшипників кочення;

Сумарний ККД визначається за формулою:

$$\eta_{\Sigma} = \eta_z^a \cdot \eta_{\text{ч}} \cdot \eta_n^b$$

де,  $a$  та  $b$  - кількість зубчастих передач і підшипників відповідно.

$$\eta_{\Sigma} = 0,99^3 \cdot 0,85 \cdot 0,99^8 = 0,76$$

Розрахуємо крутний момент на вихідному валу механізму барабана

$$M_{\text{бар}} = M_{e.\partial} \cdot i_{\Sigma} \cdot \eta_{\Sigma}$$

$$M_{\text{бар}} = 1,25 \cdot 949 \cdot 0,76 = 901,5 \text{ Нм}$$

Характерний для механізму приводу барабану режим роботи – це режим розгону– гальмування, який характеризується нерівномірністю та короткочасністю роботи. Тому для розрахунків потрібно використовувати такі динамічні характеристики, які будуть враховувати специфіку цих процесів. Вони виражаються за допомогою диференціальних рівнянь другого порядку. Всю систему кінематики приводу в теорії можна звести до двомасової обертової системи, що зображена на рис.2.2.

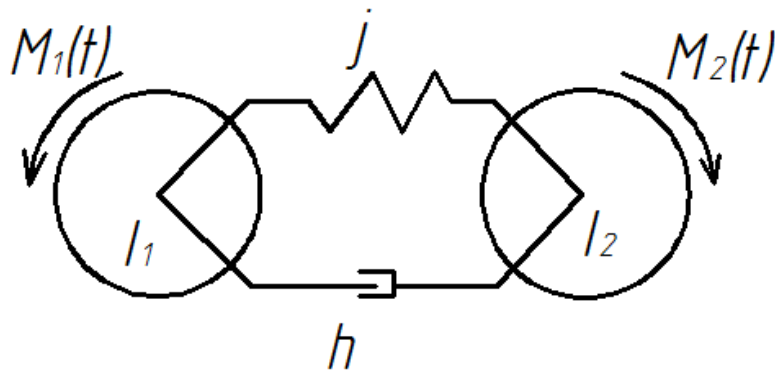


Рис. 2.2 Зведена двомасова обертова система приводу

де  $I_1, I_2$  – моменти інерції мас двигуна і кінематичної системи;

$j = \frac{1}{w}$  – коефіцієнт жорсткості валу;

$M_1(t)$  і  $M_2(t)$  – крутні моменти;

$h$  – коефіцієнт демпфірування.

Розв'яжемо диференційні рівняння даної динамічної системи. В результаті отримаємо формулу власної частоти коливань:

$$\omega_0 = \sqrt{j \cdot \frac{I_1 + I_2}{J_1 \cdot J_2}}$$

В нашому випадку:

$$I_1 = 0,012 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, I_2 = 2,9771 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$w = w_{зк}$$

де  $w_{зк}$  – податливість зубчастих передач в системі приводу

$$w_{зк} = \frac{4 \cdot 10^{-5} \cdot k}{b_{cp} \cdot d_{cp}^2 \cdot \cos^2 \alpha}$$

де  $k = 6$  – коефіцієнт;

$\alpha = 20^\circ$  – кут зачеплення в зачепленні;

$$b_{cp} = 0,01 \text{ м};$$

$$d_{cp} = \frac{\sum d_i}{i} = 0,1 \text{ м}$$

$$w_{зк} = \frac{4 \cdot 10^{-5} \cdot 6}{0,01 \cdot 0,01 \cdot 0,9397} = 2,55$$



$$\omega_0 = \sqrt{\frac{0,012 + 2,9771}{2,55 \cdot 0,012 \cdot 2,9771}} = 5,7 c^{-1}$$

Прийmemo значення коефіцієнту  $\varepsilon = 4$ . Він визначає точність збереження динамічних характеристик системи. Прийmemo частоту зовнішнього збудження, як частоту коливання вала магазину, що в свою чергу рівна  $\omega = 0,13 \text{ рад}$ .

Порівняємо власну та збуджуючу частоти динамічної схеми приводу за наступним співвідношенням:

$$\frac{\omega_0}{\omega} \geq \varepsilon$$

$$\frac{5,7}{0,13} = 43,8$$

З отриманого значення можемо зробити висновок, що розрахований нами привід обертання магазину є стійким до явищ резонансу в процесі його роботи.

Уточнюємо потужність вибраного електричного двигуна за остаточно об-  
рахованими даними:

$$P = \frac{M_{кр} \cdot n}{9550}$$

$$P = \frac{1,45 \cdot 1370}{9550} = 0,19 \text{ кВт}$$

Тобто можемо зробити висновок, що електродвигун, який був обраний початково, є підходящим для нашого механізму.

### **2.3 Кінематичний та регулюючий розрахунок приводу зміни інструменту**

Механізм зміни інструменту, з технологічних міркувань, будемо конструювати в поєднанні з блоком інструментального магазину. За рахунок цього ми можемо досягнути ефекту зменшення габаритів інструментального магазину. Також, за рахунок цього, досягається максимальна уніфікація складових частин приводу самого механізму. Так як механізм зміни інструменту виконує багато взаємопов'язаних рухів, що необхідні для коректної його роботи, то не є

доцільним об'єднувати його з приводом інструментального магазину. Більш правильним буде застосування окремого самостійного приводу. Цим вдасться досягнути підвищення надійності роботи самого механізму а також підвищення його безпеки. Також безпосередньо самі умови роботи цих механізмів є різними.

Приймаємо механізм приводу руки автооператора, який буде складатись з двигуна, механізму передачі та перетворення руху, що складається з блоку шестерень, рейок та кулачків, що обладнані датчиками положення (рис 2.3). Так як привод живиться за допомогою електричної схеми, то виникають додаткові моменти опору через незбалансованість робочого органу. Ці моменти опору не є сталими, вони змінюються під час роботи самого механізму. Тому доцільним буде провести динамічний розрахунок приводу руки маніпулятора, враховуючи при цьому рух виконавчих органів та їх перехідні процеси.

Відомо, що трикутний закон зміни величини швидкості забезпечує рухи механізму з найбільшою швидкістю. Але в цього закону є і певні мінуси – в вершині трикутника знак прискорення миттєво змінюється, і це спричиняє виникнення ударів. Також закон трикутника потребує використання двигуна великої потужності. З цих міркувань оберемо трапецієвидний закон зміни швидкості.

### **2.3.1 Розробка циклограми роботи механізму автоматичної заміни інструменту**

Робота механізму відбувається наступним чином. Після відправлення команди на заміну інструменту, стіл верстату рухається в горизонтальній площині до заданого положення, а шпиндель піднімається в верхню точку для процесу зміни інструменту. Рука маніпулятора проводить оберт з вихідного положення на кут  $75^\circ$  і одночасно проводить захват оправок в шпинделі та інструментальному магазині. Далі рука проводить рух вниз на довжину 175 мм, далі слідує оберт на  $180^\circ$  і після цього рука знову повертається назад, при цьому встановлюючи новий потрібний інструмент в шпиндель, а старий відпрацьований – в магазин. Після того, як інструменти в шпинделі та магазині зафіксують-

ся, рука маніпулятора робить оберт на  $75^\circ$  в протилежну сторону. Таким чином відбувається повернення руки назад в своє початкове положення.

Поки на верстаті виконується механічна обробка деталі новим інструментом, одночасно з цим інструментальний магазин обертається по програмі для пошуку нового потрібного інструменту. Після цього при потребі цикл заміни інструменту починається спочатку.

Тепер побудуємо циклограму роботи механізму, опираючись на програму його роботи.

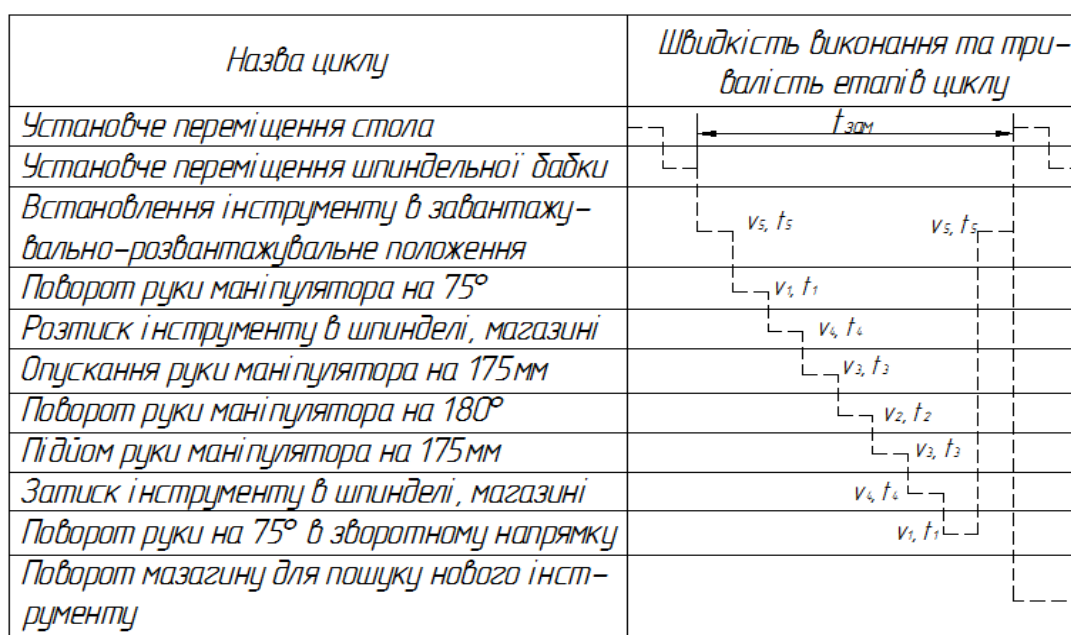


Рис 2.3. Циклограма роботи механізму зміни інструменту

Задавшись трапецієвидним законом руху, можемо розрахувати тривалість окремих етапів циклу та циклу заміни інструменту повністю.

Введемо обмеження граничних значень швидкості переміщень для інструментів.

Оптимальну швидкість лінійного переміщення інструменту потрібно обчислювати з урахуванням радіусу дуги траєкторії центру захоплення руки маніпулятора ( $R=195\text{мм}$ ). При повороті руки маніпулятора на кут  $75^\circ$ , швидкість переміщення інструменту можна визначити з формули:

$$v_1 = 0.6 \sqrt{a_{T1} \cdot l_1}$$

$$\text{Приймаємо } a_{T1} = 5 \text{ м/с}^2 \text{ і } l_1 = \frac{2\pi R}{4.8} = \frac{2\pi \cdot 0.195}{4.8} = 0.255 \text{ м, тоді отримуємо}$$

$$v_1 = 0.6\sqrt{5 \cdot 0.255} = 0.68 \text{ м/с}$$

Час повороту руки на  $75^\circ$  визначаємо за формулою:

$$t_1 = \sqrt{\frac{l_1}{a_{T1}}} \cdot \frac{1 + k_a (v_1 / \sqrt{a_{T1} \cdot l_1})^2}{v_1 / \sqrt{a_{T1} \cdot l_1}}$$

При  $v_1 / \sqrt{a_{T1} \cdot l_1} = 0.6$ , приймаємо прискорення при розгоні  $a_{P1} = a_{T1} = 5 \text{ м/с}^2$

та відповідно  $k_a = \frac{a_{T1}}{a_{P1}} = 1$ , отримуємо:

$$t_1 = \sqrt{\frac{0.255}{5}} \cdot \frac{1 + 1 \cdot 0.6^2}{0.6} = 0.51 \text{ с}$$

Оптимальну швидкість лінійного переміщення інструменту з урахуванням радіуса дуги траєкторії центру захоплення руки маніпулятора ( $R=195 \text{ мм}$ ) при його повороті на  $180^\circ$  можна визначити з формули:

$$v_2 = 0.6\sqrt{a_{T2} \cdot l_2}$$

Приймаємо  $a_{T2} = 5 \text{ м/с}^2$  і  $l_2 = \frac{2\pi R}{2} = \frac{2\pi \cdot 0.195}{2} = 0.612 \text{ м}$ , тоді отримуємо

$$v_2 = 0.6\sqrt{5 \cdot 0.612} = 1 \text{ м/с}$$

Час повороту руки на  $180^\circ$  визначається по формулі:

$$t_2 = \sqrt{\frac{l_2}{a_{T2}}} \cdot \frac{1 + k_a (v_2 / \sqrt{a_{T2} \cdot l_2})^2}{v_2 / \sqrt{a_{T2} \cdot l_2}}$$

При  $v_2 / \sqrt{a_{T2} \cdot l_2} = 0.6$ , приймаємо прискорення при розгоні  $a_{P2} = a_{T2} = 5 \text{ м/с}^2$

та відповідно  $k_a = \frac{a_{T2}}{a_{P2}} = 1$ , отримуємо:

$$t_2 = \sqrt{\frac{0.612}{5}} \cdot \frac{1 + 1 \cdot 0.6^2}{0.6} = 0.79 \text{ с}$$

Оптимальну швидкість лінійного переміщення руки маніпулятора по вертикалі визначаємо з формули:

$$v_3 = 0.6\sqrt{a_{T3} \cdot l_3}$$

Приймаємо  $a_{T3} = 5 \text{ м/с}^2$  і  $l_3 = 0.175 \text{ м}$ , тоді отримуємо

$$v_3 = 0.6\sqrt{5 \cdot 0.175} = 0.56 \text{ м/с}$$

Час вертикального переміщення руки можна визначити за формулою:

$$t_3 = \sqrt{\frac{l_3}{a_{T3}}} \cdot \frac{1 + k_a (v_3 / \sqrt{a_{T3} \cdot l_3})^2}{v_3 / \sqrt{a_{T3} \cdot l_3}}$$

При  $v_3 / \sqrt{a_{T3} \cdot l_3} = 0.6$ , приймаємо прискорення при розгоні  $a_{P3} = 3 \text{ м/с}^2$  та відповідно  $k_a = \frac{a_{T3}}{a_{P3}} = 1.67$ , отримуємо:

$$t_3 = \sqrt{\frac{0.175}{5}} \cdot \frac{1 + 1.67 \cdot 0.6^2}{0.6} = 0.5 \text{ с}$$

Час, що відведений на фіксацію інструменту в шпинделі та в інструментальному магазині приймається рівним  $t_4 = 0.1 \text{ с}$

Час установки інструменту в розвантажувально-завантажувальну позицію в інструментальному магазині приймається рівним  $t_5 = 0.5 \text{ с}$

Повний час, затрачений безпосередньо на зміну інструменту, складає:

$$t_{3M} = 2t_1 + t_2 + 2t_3 + 2t_4 + t_5$$

$$t_{3M} = 2 \cdot 0.51 + 0.79 + 2 \cdot 0.5 + 2 \cdot 0.1 + 0.5 = 3.51 \text{ с}$$

Урахувавши час для виконання установчих рухів стола та шпиндельної бабки верстата та пошуку інструменту в інструментальному магазині, остаточно приймаємо час циклу зміни інструменту 6 с.

Після встановлення схем приводів всіх механізмів і розробки вузлів, необхідно поєднати рухи різних механізмів для забезпечення необхідних технічних параметрів та коректного виконання обробки.

Для цього користуємось графічним зображенням в виді циклограми всіх рухів. Умовою їх роботи буде задача провести зміну інструменту за один оберт розподільчого валу. Це буде сталий цикл роботи механізму заміни інструменту, який повинен витримати вимогу  $t_{\text{цикл}} \approx 6 \text{ с}$ . Для надання механізмами необхідних поступальних рухів верстату, обертальний рух розподільчого валу буде передаватись на ці механізми за допомогою передач зубчаста рейка – шестерня.

Спочатку включається в роботу кулачок 3, який в діапазоні  $7^\circ$ – $32^\circ$  переводить інструмент в завантажувальну позицію. Потім в діапазоні  $32^\circ$ – $65^\circ$  спрацьовує кулачок 4, що повертає руку маніпулятора до положення, в якому проходить захват інструментальної оправки в завантажувальній позиції і, одночасно з цим, інструментальної оправки в шпинделі. Далі спрацьовує кулачок 2,

який відповідає за відключення затиску оправки в магазині. Одночасно з цим, система керування верстата дає команду на вимкнення фіксації інструменту в шпинделі. Це відбувається в діапазоні  $65^{\circ}$ – $75^{\circ}$  повороту розподільчого валу. Наступним спрацьовує кулачок 1, який в діапазоні  $75^{\circ}$ – $145^{\circ}$  опускає руку маніпулятора з оправками до їх повного виведення з шпинделя та магазину. Одночасно з цим за програмою вмикаються механічні затискачі оправок з інструментами в руці маніпулятора. Далі кулачок 3 в діапазоні  $145^{\circ}$ – $215^{\circ}$  повертає руку маніпулятора на  $180^{\circ}$ . Знову спрацьовує кулачок 1 в діапазоні  $215^{\circ}$ – $285^{\circ}$  повороту розподільчого валу, що відповідає за підйом руки маніпулятора. Також цей кулачок вводить оправки в гнізда шпинделя і супутника. Далі в діапазоні  $285^{\circ}$ – $315^{\circ}$  спрацьовує кулачок 2, який затискає оправку з виведеним зі шпинделя інструментом в завантажувально-розвантажувальній позиції. В цей же час система управління верстату дає команду на затиск інструментальної оправки в шпинделі. Далі вступає в роботу кулачок 4, який в діапазоні  $315^{\circ}$ – $328^{\circ}$  повертає руку маніпулятора в початкове положення. За ним кулачок 3 в діапазоні  $328^{\circ}$ – $353^{\circ}$  повертає інструментальну оправку в магазин.

На початку та в кінці циклу є «мертві» зони в діапазоні  $0^{\circ}$ – $7^{\circ}$  та  $353^{\circ}$ – $360^{\circ}$ , які забезпечують більш плавну роботу приводу.

Механізм маніпулятора обладнаний електричними кінцевиками наряду з жорсткою механічною програмою. Ці кінцевики відслідковують положення органів механізму. Таким чином відбувається контроль рухів цих органів. Для пошуку інструменту в магазині застосовуються система електронних датчиків, яка кріпиться на осі валу магазину. Запобіжна фрикційна муфта запобігає поломкам механізмів.

### **2.3.2 Розрахунок приводу руки маніпулятора**

Приймаємо наступну схему приводу руки маніпулятора (рис. 2.4)

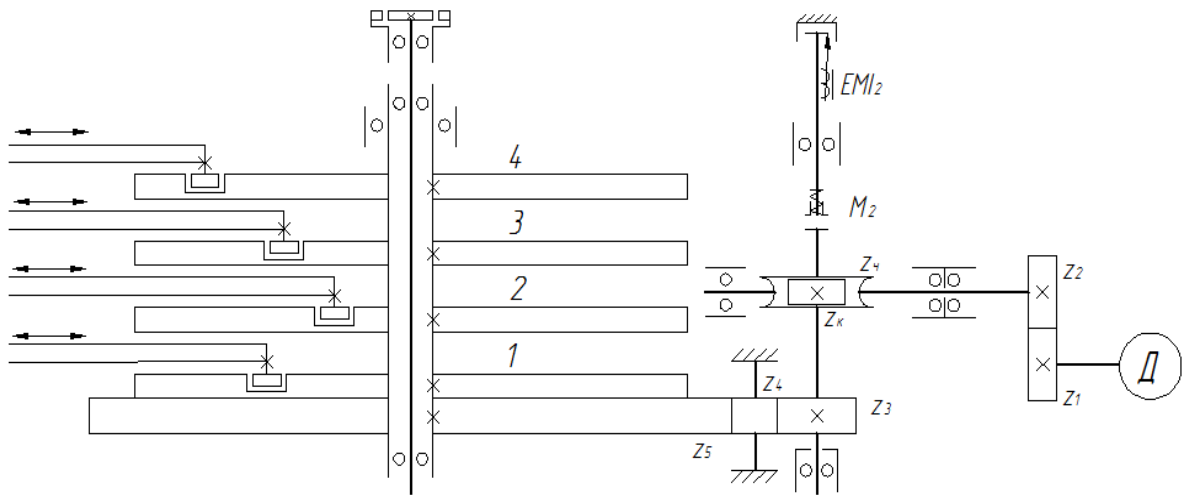


Рис. 2.4 Схема приводу руки маніпулятора

Проведемо попередній кінематичний розрахунок приводу:

$$i_{p-\partial\theta} = i_1 \cdot i_{q-k} \cdot i_2 \cdot i_3$$

$$\text{де } i_1 = \frac{z_1}{z_2}, i_{q-k} = \frac{z_q}{z_k}, i_2 = \frac{z_3}{z_4}, i_3 = \frac{z_4}{z_5}$$

Частота обертання двигуна є рівною  $n_{\partial\theta} = 1370 \text{ об/хв}$ , частота обертання розподільчого валу є рівною  $n_p \approx 10 \text{ об/хв}$ . Отже загальне передатне відношення

$$\text{дорівнює } i_{p-\partial\theta} = \frac{n_p}{n_{\partial\theta}} = \frac{10}{1370} \approx 0,0073$$

Проведемо розрахунок кількості зубів шестерень:

$$z_1 = z_2 = 35, z_q = 1, z_k = 40, z_3 = 46, z_4 = 40, z_5 = 156.$$

$$i_{p-\partial\theta} = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_q}{z_k} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_4}{z_5} \approx 0,0073$$

Оскільки привід не сприймає великого силового навантаження, приймаємо модуль всіх зубчастих коліс  $m = 2 \text{ мм}$ .

При трапецієвидному законі зміни швидкості, максимальний момент та потужність приводного двигуна можна визначити за формулами:

$$M_{\partial\theta, \max} \geq \frac{4 \cdot J_{\Sigma} \cdot \Delta\varphi_{\partial\theta}}{t^2 (1 - k_m^2)(1 - \tau^2)}$$

$$P_{\text{дв. max}} \geq \frac{8 \cdot J_{\Sigma} \cdot \Delta \varphi_{\text{дв}}^2}{t^3 (1 - k_m^2) (1 - \tau^2) (1 + \tau)}$$

де  $\tau = \frac{t_y}{t} = 0.6$  – параметр, що характеризує трапецієвидну діаграму швидкості руху

$k_m = 0,7$  – коефіцієнт навантаження електродвигуна.

Проведемо спрощений розрахунок моменту інерції елементів приводу, прийнявши кулачки і зубчаті колеса за диски ділильного діаметру. Для цього використовуємо формулу:

$$J = J_0 + F \cdot x^2$$

де  $J_0$  - момент інерції шестерні відносно центральної осі симетрії ( $\text{м}^4$ ), що розраховується за формулою

$$J_0 = \frac{\pi d^4}{64} l \rho$$

де  $d = m \cdot z$  – ділильний діаметр шестерні;

$\rho$  – густина матеріалу. Для сталі  $\rho = 7.8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$

$l$  – довжина вінця колеса;

$F = \frac{\pi d^2}{4}$  – площа перерізу диску шестерні;

$x$  – міжосьова відстань.

Зведемо подальші розрахунки в таблицю, яка представлена нижче:

Таблиця 2.2

№ колеса	Кількість зубів $z$ , шт	Діаметр ділильного кола $d$ , мм	Площа $F$ , $\text{м}^2$	Момент інерції $J_0$ , $\text{м}^4$	Міжосьова відстань $x$ , м	Приведення від і до і-1 ланки $J_{\Sigma}$ , $\text{м}^4$
$z_5$	156	312	0,0754	0,0725	196	
$z_4$	40	80	0,005	0,0003		0,2989
$z_3$	46	92	0,0066	0,0005	86	
$z_k$	40	80	0,005	0,0003		0,2994
$z_{\text{ч}}$	1	38	0,0011	0,00002	59	
$z_2$	35	70	0,0038	0,0002		0,3002
$z_1$	35	70	0,0038	0,0002		0,3006



Осьовий момент інерції черв'ячного колеса, що повернутий на кут  $90^\circ$  відносно до осьового моменту інерції черв'яка, можна розрахувати за формулою:

$$J_{\alpha} = J_{\kappa} \cdot \cos^2 \alpha + J_{\kappa\alpha} \cdot \sin^2 \alpha, \text{ при } \alpha = 90^\circ, J_{\alpha} = J_{\kappa}$$

Проведемо розрахунок крутного моменту та потужності електродвигуна:

$$M_{\partial\partial.\max} \geq \frac{4 \cdot 0.3006 \cdot 136}{6^2 (1 - 0.7^2)(1 - 0.6^2)} = 18.56 \text{ Нм}$$

$$P_{\partial\partial.\max} \geq \frac{8 \cdot 0.3006 \cdot 136^2}{6^3 (1 - 0.7^3)(1 - 0.6^2)(1 + 0.6)} = 0.364 \text{ кВт}$$

За отриманими даними розрахунків, з каталогу обираємо двигун 4AA63B4 з такими характеристиками:

$$N = 0,37 \text{ кВт}, n = 1370 \text{ об/хв.}$$

#### 2.4. Розрахунок геометричних та силових параметрів механізму зміни інструменту

Оскільки ми уже обрали структуру кінематичної схеми приводу інструментального магазину і розрахували передаточні відношення кожної зубчатої передачі, таким чином можемо розрахувати геометричні параметри коліс. Для економії металу та зменшення габаритів самого механізму приводу, ми використали черв'ячну передачу та дві понижуючі зубчасті передачі.

Враховуючі несуттєвий крутний момент і силові навантаження приймаємо модуль всіх коліс однаковий та рівний  $m=2$ .

Параметри зубчастих коліс розрахуємо по формулах і зведемо в таблицю.

Таблиця 2.3.

	$m$ , мм	$z$ , шт	$d_{\partial}$ , мм	$d_{\partial}$ , мм	$d_{\partial n}$ , мм	$B$ , мм	$A_i$	$h$	$i$	$\beta$ , °
№ кол. / ф-ла			$m \cdot z$	$m \cdot (z+2)$	$m(z-2.5)$		$\frac{d_i + d_{i+1}}{2}$	$2.25m$		
1	2	21	42	46	37	10	71	4,5	2,3	
2	2	50	100	104	95	10		4,5		
Ч	2	1	36	40	31	45	58	4,4	40	3°10'47"
Чк	2	40	80	84	75	30		4,4		
3	2	46	92	96	87	16	86	4,5	0,87	

4	2	40	80	84	75	16		4,5		
5	2	156	312	316	307	16	196	4,5	3,9	

#### 2.4.1. Розрахунок валів механізму приводу

З конструктивних міркувань задля зменшення ваги і об'єму механізму, розміщуємо привід інструментального магазину в одному корпусі з приводом маніпулятора. При цьому для спрощення процесу ремонту та обслуговування, необхідно створити достатні умови змащення зубчатих коліс та забезпечити відносно легкий доступ до валів, муфт та інших елементів. Для забезпечення контролю, електродвигун і датчики розташовуємо ззовні корпусу на кінцях валів. Обраний нами електродвигун дозволяє здійснити таке конструктивне виконання, так як він є з фланцевим кріпленням.

3D-моделі а також розрахункова схема валу 1, на котрій вказані всі силові фактори що діють на вал, представлені нижче:



Рис. 2.5 3D-модель зубчатого колеса  $z_2$ .



Рис. 2.6 3D–модель вала 1

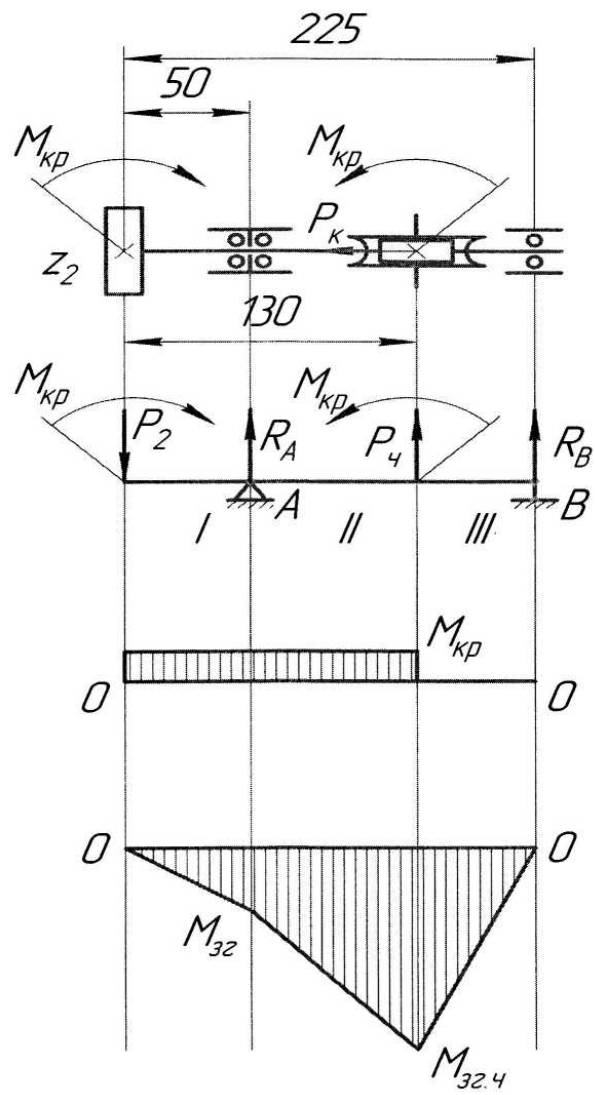


Рис. 2.7. Розрахункова схема вала 1

Розрахуємо силові фактори які діють на вал.

Крутний момент на зубчатому колесі  $z_2$  валу 1, що передається від електродвигуна:

$$M_{кр} = M_{дв} \cdot i_{1,2} \cdot \eta = \frac{P_{дв} \cdot 9550}{n_{дв}} \cdot i_{1,2} \cdot \eta$$

де  $\eta = 0,98$  – ККД зубчатого колеса з урахуванням підшипника;

$i_{1,2} = 50/21 = 2,3$  - передатне відношення від електродвигуна до валу 1.

Отже отримуємо:

$$M_{кр} = \frac{0,18 \cdot 9550}{1370} \cdot 2,4 \cdot 0,98 = 2,95 \text{ Нм}$$

Розрахуємо силу осьового навантаження від зубчатого колеса 2 на вал:

$$P_2 = \frac{2M_{кр}}{d_o}$$
$$P_2 = \frac{2 \cdot 2,95}{0,1} = 59 \text{ Н}$$

Для визначення реакції опор, створимо розрахункову схему. Для цього потрібно перенести силу  $P_2$  на центр валу та додати відповідний крутний момент. Таким чином ми отримуємо розрахункову схему. На схемі вказано як значення прикладених зовнішніх навантажень, так і величини викликаних ними опорних реакцій, які ми далі вирахуємо.

Розрахуємо крутний момент на черв'ячному колесі:

$$M_{кр.ч.} = M_{кр} \cdot i_{ч} \cdot \eta$$
$$M_{кр.ч.} = 2,95 \cdot 40 \cdot 0,98 = 115,6 \text{ Нм}$$

Розраховуємо осьову силу від черв'ячного колеса, що діє на вал 2

$$P_3 = \frac{2M_{кр.ч.}}{d_{ч.к.}}$$
$$P_3 = \frac{2 \cdot 115,6}{0,08} = 2890 \text{ Н}$$

Оскільки черв'як має кут підйому витка приблизно  $3^\circ$  то внаслідок цього виникає осьова складова від радіальної сили черв'ячного колеса.

Оскільки її величина незначна, при розрахунках ми нею нехтуємо, а конс-

труктивно її компенсуємо, використовуючи двохрядний радіально-упорний підшипник, як одну з опор валу.

Розрахуємо реакції опор. Для цього складемо рівняння рівноваги для моментів та проекцій сил на вертикальну вісь:

$$\sum M_i = -P_2 \cdot 0.05 - R_B \cdot 0.225 - P_q \cdot 0.08 = 0, \text{ звідси}$$

$$R_B = \frac{-59 \cdot 0.05 - 2890 \cdot 0.08}{0.225} = -1040 \text{ Н}$$

$$\sum P_i = -P_2 + R_A + P_q - R_B = 0, \text{ звідси}$$

$$R_A = 1040 + 59 - 2890 = -1791 \text{ Н}$$

Побудуємо епюри розрахункових схеми валу 1 для крутних і згинаючих моментів на ділянках I, II, III.

$$M_{кр} = 2.95 \text{ Нм}$$

$$M_A = P_2 \cdot 0.05 = 59 \cdot 0.05 = 2.95 \text{ Нм}$$

$$M_q = R_B \cdot 0.05 = 1040 \cdot 0.095 = 98.8 \text{ Нм}$$

Порівнявши епюри  $M_{кр}$  та  $M_{зг}$  бачимо, що небезпечним перерізом для валу 1 буде точка кріплення черв'яка. Розрахуємо приведений момент, що діє на валу, відповідно 4-тій теорії міцності за формулою:

$$M_{np} = \sqrt{0.75 \cdot M_{кр}^2 + M_{зг}^2}$$

$$M_{np} = \sqrt{0.75 \cdot 2.95^2 + 98.8^2} = 98.83 \text{ Нм}$$

Підставляючи значення приведенного моменту, знаходимо необхідний осьовий момент опору перерізу валу в точці максимуму діючих силових факторів:

$$W_{on} = \frac{M_{np}}{[\sigma]}$$

$$W_{on} = \frac{98.83}{265 \cdot 10^6} = 0.372 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

де  $[\sigma] = 265 \text{ МПа}$  – допустиме напруження для сталі;

За формулою  $W_{oc} = 0.1d^3$ , вираховуємо мінімально допустимий діаметр валу 1:

$$d = \sqrt[3]{10 \cdot W_{on}} = \sqrt[3]{10 \cdot 0.372 \cdot 10^{-6}} = 0.0154 \text{ м} = 15.4 \text{ мм}$$

Виконаємо розрахунок для валу 1 в середовищі «Аналіз напружень» продукту Autodesk Inventor. Його результати приведено нижче:

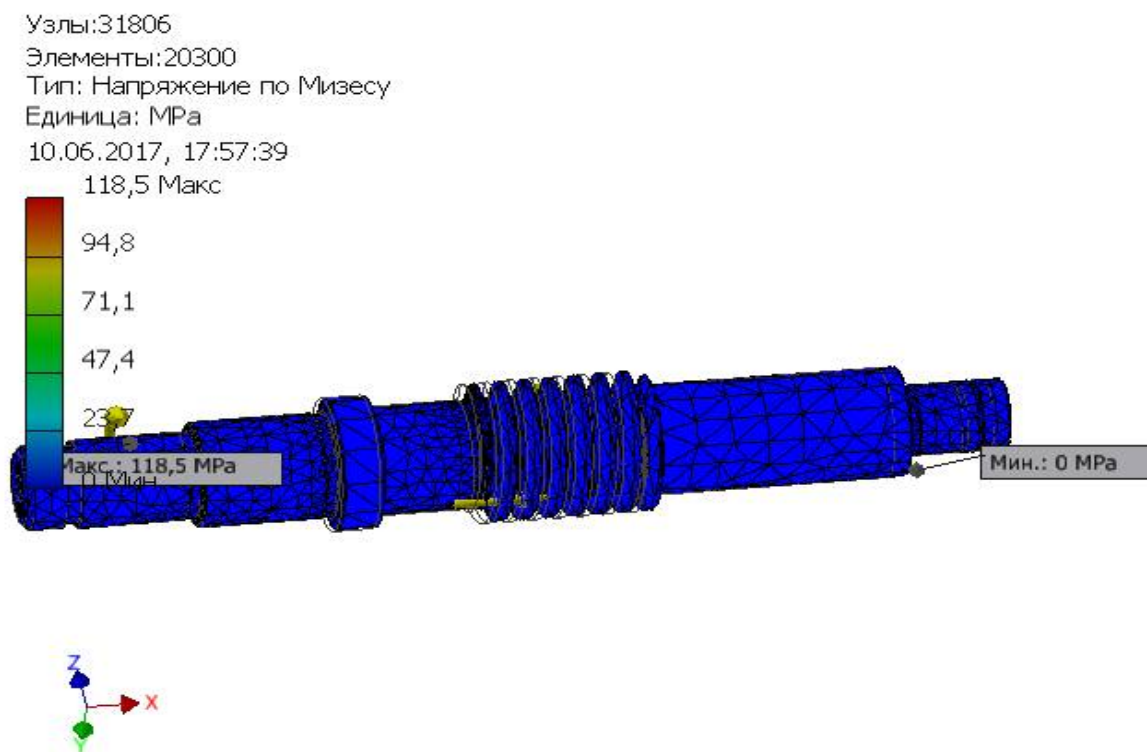


Рис 2.8. Сумарні напруження.

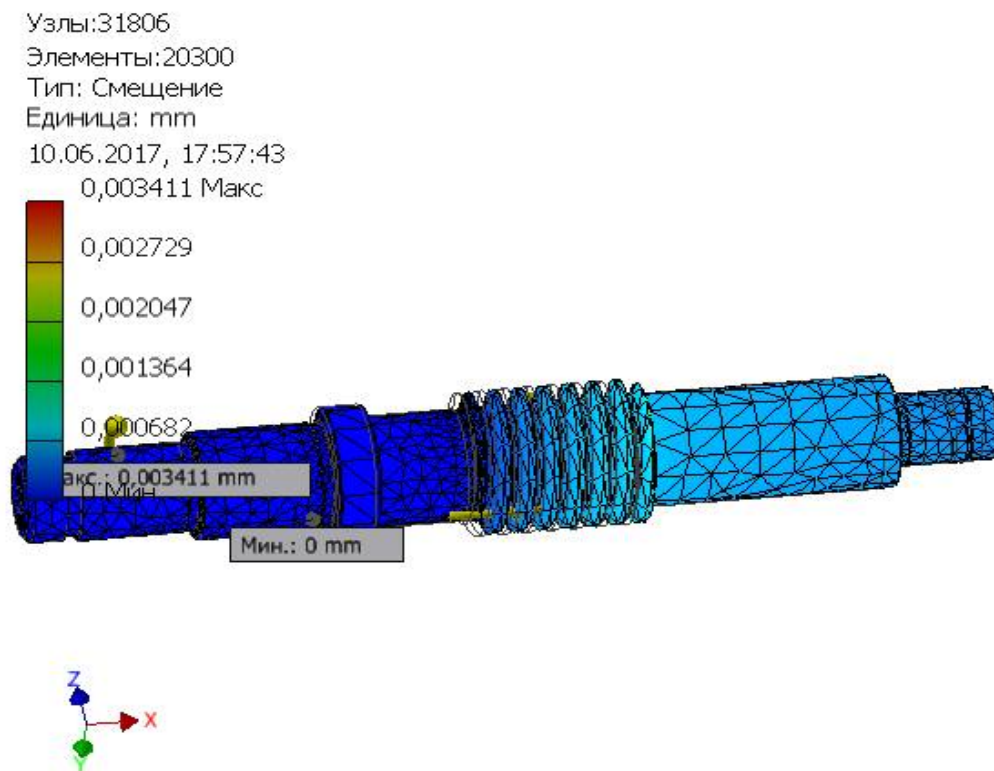


Рис 2.9. Зміщення.

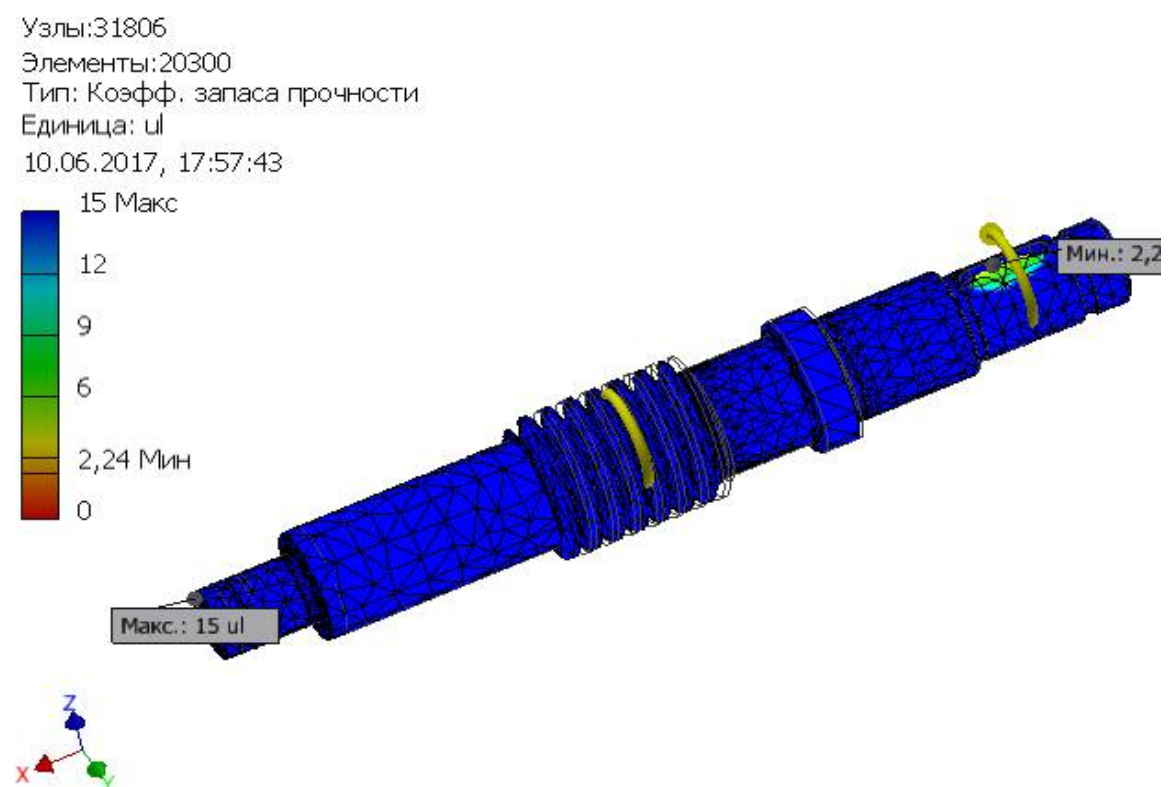


Рис 2.10. Коефіцієнт запасу міцності.

Розрахункова схема валу 2, на котрій вказані всі силові фактори що діють на вал, представлена нижче:

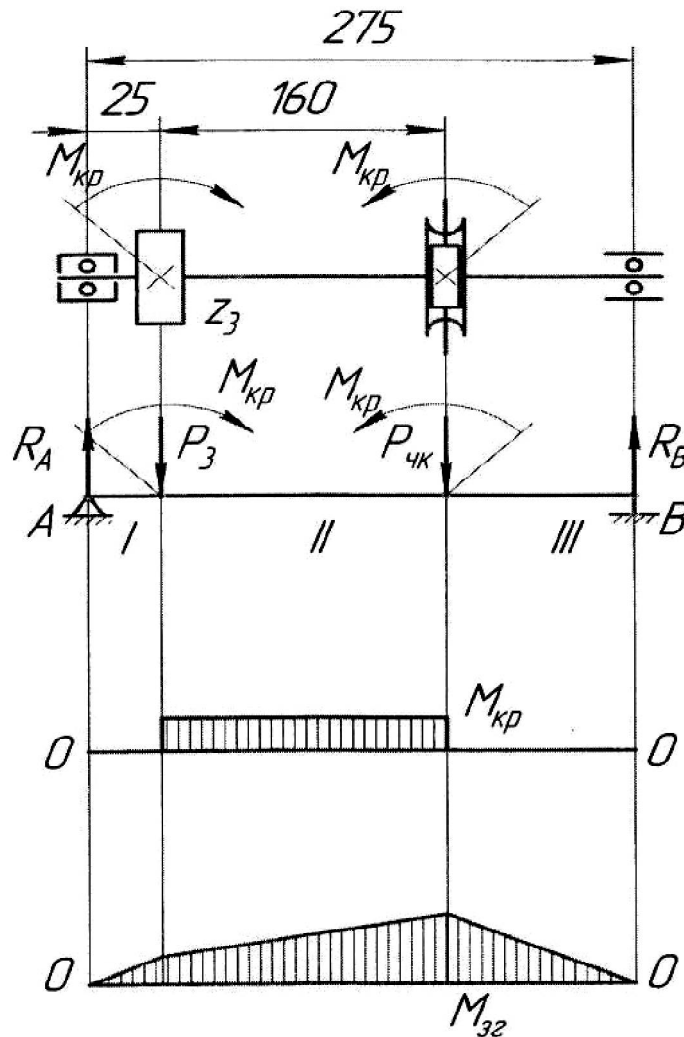


Рис. 2.11. Розрахункова схема валу 2

Розраховуємо силу, з якою зубчасте колесо 3 діє на вал 2:

$$P_3 = \frac{2M_{кр}}{d_o}$$

$$P_3 = \frac{2 \cdot 115.6}{0.092} = 2510 H$$

Розрахуємо реакції опор. Для цього складемо рівняння рівноваги для моментів та проекцій сил на вертикальну вісь:

$$\sum M_i = P_3 \cdot 0.025 - R_B \cdot 0.275 + P_{чк} \cdot 0.185 = 0, \text{ звідси}$$

$$R_B = \frac{2510 \cdot 0.025 + 2890 \cdot 0.185}{0.275} = 2172 H$$



$$\sum P_i = -P_3 + R_a - P_4 + R_B = 0, \text{ звідси}$$

$$R_A = 2172 + 2510 - 2890 = 1792 \text{ Н}$$

Будуємо епюри розрахункових схеми валу 1 для крутних і згинаючих моментів на ділянках *I*, *II*, *III*.

$$M_{кр} = 115.6 \text{ Нм}$$

$$M_3 = R_A \cdot 0.025 = 1792 \cdot 0.025 = 44.8 \text{ Нм}$$

$$M_{чк} = R_B \cdot 0.09 = 2172 \cdot 0.09 = 195.48 \text{ Нм}$$

Порівнявши епюри  $M_{кр}$  та  $M_{зг}$  бачимо, що небезпечним перерізом для валу 2 буде точка кріплення черв'ячного колеса. Розрахуємо приведений момент, що діє на валу, відповідно 4-тій теорії міцності за формулою:

$$M_{np} = \sqrt{0.75 \cdot M_{кр}^2 + M_{чк}^2}$$

$$M_{np} = \sqrt{0.75 \cdot 115.6^2 + 195.48^2} = 219.6 \text{ Нм}$$

Підставляючи значення приведенного моменту, знаходимо необхідний осьовий момент опору перерізу валу в точці максимуму діючих силових факторів:

$$W_{on} = \frac{M_{np}}{[\sigma]}$$

$$W_{on} = \frac{219.6}{265 \cdot 10^6} = 0.828 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

де  $[\sigma] = 265 \text{ МПа}$  – допустиме напруження для сталі.

За формулою  $W_{oc} = 0.1d^3$ , вираховуємо мінімально допустимий діаметр валу 2:

$$d = \sqrt[3]{10 \cdot W_{on}} = \sqrt[3]{10 \cdot 0.828 \cdot 10^{-6}} = 0.020 \text{ м} = 20 \text{ мм}$$

Розрахункова схема валу 3, на котрій вказані всі силові фактори що діють на вал, представлена нижче:

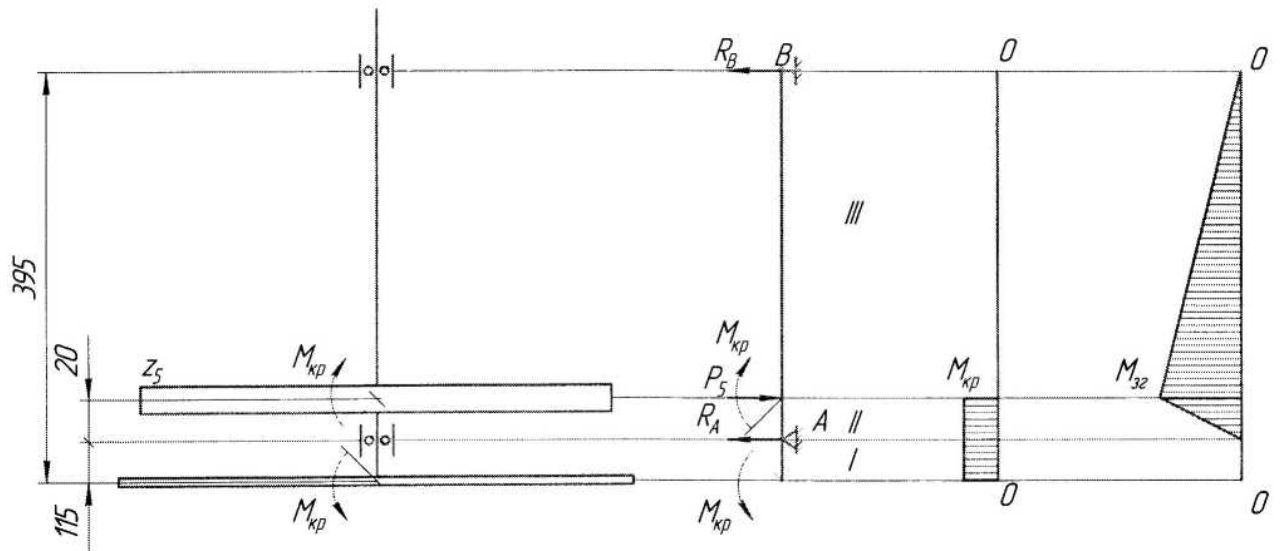


Рис. 2.12. Розрахункова схема валу 3.

Розрахуємо крутний момент на зубчатому колесі  $z_5$ :

$$M_{кр5.} = M_{чк} \cdot i_{3-5} \cdot \eta$$

$$M_{кр5.} = 115.6 \cdot 3.39 \cdot 0.98 = 384 \text{ Нм}$$

Розраховуємо силу, з якою зубчасте колесо 5 діє на вал 3:

$$P_5 = \frac{2M_{кр5.}}{d_5}$$

$$P_3 = \frac{2 \cdot 384}{0.312} = 2461.5 \text{ Н}$$

Розрахуємо реакції опор. Для цього складемо рівняння рівноваги для моментів та проекцій сил на вертикальну вісь:

$$\sum M_i = P_5 \cdot 0.02 - R_B \cdot 0.26 = 0, \text{ звідси}$$

$$R_B = \frac{2461.5 \cdot 0.02}{0.26} = 189.3 \text{ Н}$$

$$\sum P_i = -P_5 + R_A + R_B = 0, \text{ звідси}$$

$$R_A = 2461.5 - 189.3 = 2272.2 \text{ Н}$$

Будуємо епюри розрахункових схеми валу 3 для крутних і згинаючих моментів на ділянках I, II, III.

$$M_{кр5} = 384 \text{ Нм}$$

$$M_5 = R_B \cdot 0.26 = 189.3 \cdot 0.26 = 49.2 \text{ Нм}$$

Порівнявши епюри  $M_{кр}$  та  $M_{зг}$  бачимо, що небезпечним перерізом для валу 2 буде точка кріплення черв'ячного колеса. Розрахуємо приведений момент, що діє на валу, відповідно 4-тій теорії міцності за формулою:

$$M_{np} = \sqrt{0.75 \cdot M_{кр5}^2 + M_5^2}$$

$$M_{np} = \sqrt{0.75 \cdot 384^2 + 49.2^2} = 336.1 \text{ Нм}$$

Підставляючи значення приведенного моменту, знаходимо необхідний осьовий момент опору перерізу валу в точці максимуму діючих силових факторів:

$$W_{on} = \frac{M_{np}}{[\sigma]}$$

$$W_{on} = \frac{336.1}{265 \cdot 10^6} = 1.268 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

де  $[\sigma] = 265 \text{ МПа}$  – допустиме напруження для сталі;

За формулою  $W_{oc} = 0.1d^3$ , вираховуємо мінімально допустимий діаметр валу 2:

$$d = \sqrt[3]{10 \cdot W_{on}} = \sqrt[3]{10 \cdot 1.268 \cdot 10^{-6}} = 0.023 \text{ м} = 23 \text{ мм}$$

Остаточно приймемо розміри валів (діаметри та довжини ступенів) з урахуванням мінімальних габаритів приводів.

## 2.5. Проектування вузлів та механізмів модернізованого верстата

### 2.5.1 Розрахунок черв'ячного зачеплення

Так як явище викришування робочих поверхонь витків черв'яка зустрічаються рідко, то черв'ячні передачі зазвичай розраховують на контактну міцність і на згин зубців черв'ячного колеса. Так як в якості матеріалу для зубів черв'ячного колеса використовується бронза, яка не спричиняє заїдання, проведемо розрахунок зубів черв'ячного колеса на стійкість до згину за формулою:

$$\sigma_{зг} = \frac{1.2 \cdot M_p \cdot \gamma}{m \cdot d_k \cdot d_q \cdot y} \leq [\sigma]_{зг}$$

Розрахунковий момент на колесі дорівнює номінальному, помноженому на коефіцієнт навантаження:

$$M_p = K \cdot M_{чк}$$

$$K = K_d \cdot K_K$$

де  $K_K = 1,1$  – коефіцієнт концентрації навантаження;

$K_d = 1,15$  – коефіцієнт динамічності навантаження.

$$M_p = 1.265 \cdot 195.48 = 247.28 \text{ Нм}$$

$[\sigma]_{зз} \approx 150 \text{ МПа}$  – допустиме напруження згину для бронзового зуба черв'ячного колеса

$\gamma = 1,1$  – коефіцієнт, який враховує ослаблення зубу в результаті зносу;

$y = 0.442$  – коефіцієнт форми зуба.

Отже отримуємо:

$$\sigma_{зз} = \frac{1.2 \cdot 247.28 \cdot 1.1}{2 \cdot 0.08 \cdot 0.036 \cdot 0.442} = 128.2 \text{ кН / м}^2 = 0.128 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{зз}$$

Так як при роботі зубчастої передачі виникають пікові навантаження, то проведемо розрахунок черв'яка на жорсткість.

Черв'як опирається з одного боку на дворядний радіально-упорний підшипник, а з іншого – на радіальний. Для розрахунку прогину його можна прийняти за статично невизначену балку, один кінець якої закріплений, а інший – шарнірно опертий. В цьому випадку величину максимального прогину для черв'ячного валу можна розрахувати за наступною наближеною формулою:

$$f = \frac{\sqrt{(7T_q \cdot L^3 + 3Q_q \cdot d_q \cdot L^2)^2 + (7P_q \cdot L^3)^2}}{768 \cdot E \cdot J_{np}} \leq [f] = (0.005 \dots 0.01) \cdot m$$

де  $J_{np} = \frac{\pi d_{en}^4}{64} (0.375 + 0.625 \frac{d_e}{d_{en}})$  – зведений момент інерції поперечного

перерізу черв'ячного валу;

$$J_{np} = \frac{\pi \cdot 0.075^4}{64} (0.375 + 0.625 \frac{0.084}{0.075}) = 0.27 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$$

$E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$  – модуль пружності для сталюого валу;

$Q_{\text{ч}} = 2890 \text{ Н}$  – колова сила на черв'ячному валу;

$$P_{\text{ч}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{d_{\text{ч}}} = \frac{2 \cdot 115,6}{0,036} = 6422 \text{ Н} \text{ – осьова сила на черв'ячному валу;}$$

$T_{\text{ч}} = P_{\text{ч}} \cdot \text{tg} \alpha = 6422 \cdot \text{tg} 20^\circ = 2337 \text{ Н}$  – тангенціальна складова сили на черв'ячному валу;

$L = 0,175 \text{ м}$  – відстань між опорами черв'яка.

Остаточно розраховуємо прогин:

$$f = \frac{\sqrt{(7 \cdot 2337 \cdot 0,175^3 + 3 \cdot 2890 \cdot 0,036 \cdot 0,175^2)^2 + (7 \cdot 6422 \cdot 0,175^3)^2}}{768 \cdot 2,06 \cdot 10^{11} \cdot 0,27 \cdot 10^{-6}} = 1,35 \cdot 10^{-5} \leq \\ \leq [f] = (0,005 \dots 0,01) \cdot 2 = 2 \cdot 10^{-5}$$

Отже умови стійкості на згин черв'ячного колеса та жорсткості черв'яка забезпечуються.

### 2.5.2 Вибір конструкцій і розмірів муфти.

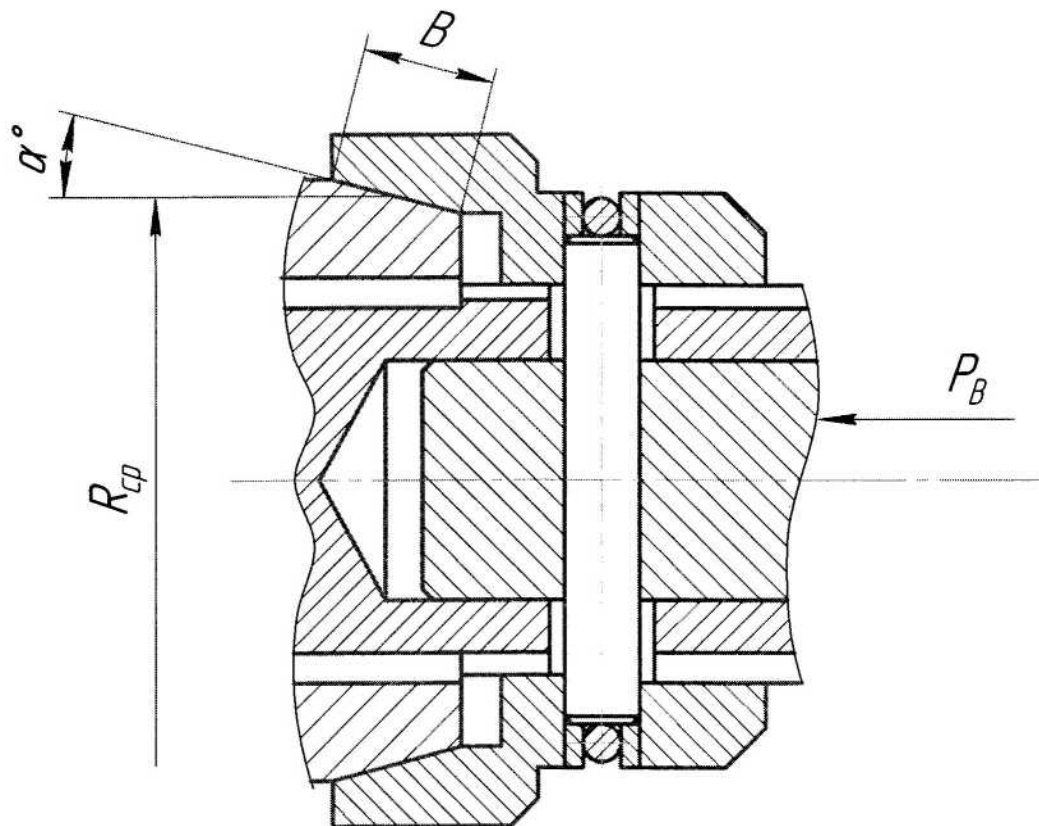


Рис. 2.13. Конструкція фрикційної муфти.

Оскільки механізм зміни інструменту представляє собою жорстку кінематичну систему з механічними рухами, для запобігання виникнення поломок і підняття надійності роботи механізму, ми введемо поряд з електричними контрольними датчиками (кінцевиками), механічну муфту з фрикційним принципом дії, яка використовується для передач невеликих крутних моментів.

Проведемо розрахунок параметрів муфти:

$$r_{cp} = 0.035 \text{ м}$$

$$B = 0.018 \text{ м}$$

$$v_5 = n_5 \cdot r_{cp} = 34 \cdot 0.035 = 1.19 \text{ м / с} = 0.02 \text{ м / с}$$

За цим параметром з таблиць обираємо:

$K_V = 1$  і  $K_t = 1$ , матеріал напівмуфти – загартована сталь з коефіцієнтом тертя одне по іншій  $\mu = 0.06$ ;

$$[p] = 0.6 \text{ МПа} = 600000 \text{ Н/м}^2 - \text{додатковий тиск в даних умовах};$$

запас зчеплення приймаємо  $\beta = 1.3$ .

Визначаємо передавальний момент:

$$M \leq \frac{1}{\beta} \cdot K_V \cdot K_t \cdot 2\pi \cdot r_{cp}^2 \cdot B \cdot \mu \cdot [p]$$

$$M \leq \frac{1}{1.3} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 2\pi \cdot 0.035^2 \cdot 0.018 \cdot 0.06 \cdot 6 \cdot 10^5 = 138 \text{ Нм}$$

Визначаємо крутний момент на валу:

$$M_{кр} = \frac{9550 \cdot P_{дв} \cdot \eta_{\Sigma}}{n}$$

$$M_{кр} = \frac{9550 \cdot 0.37 \cdot 0.95}{34} = 98.7 \text{ Нм}$$

Отже обрана нами муфта підходить для передачі заданого крутного моменту.

### 3. Кінематичний розрахунок приводу головного руху

#### 3.1 Побудова структурної сітки і графіка чисел оборотів шпинделя

1. Для забезпечення можливості здійснювати операцію фрезерування, необхідно дещо змінити привод головного руху даного верстату. Двигун приводу

головного руху буде замінено на двигун постійного струму з можливістю регулювання його частоти обертів. Тому доцільним буде зменшити кількість швидкостей КШ до чотирьох. Всі інші частоти обертання можуть бути отримані за рахунок регулювання частоти самого двигуна. За основу були взяті частоти обертання шпинделя фрезерного верстату 6Н12. Вони становлять:

$$\begin{aligned} n_1 &= 63 \text{ об / хв}; & n_2 &= 80 \text{ об / хв}; & n_3 &= 100 \text{ об / хв}; & n_4 &= 125 \text{ об / хв}; \\ n_5 &= 160 \text{ об / хв}; & n_6 &= 200 \text{ об / хв}; & n_7 &= 250 \text{ об / хв}; & n_8 &= 315 \text{ об / хв}; \\ n_9 &= 400 \text{ об / хв}; & n_{10} &= 500 \text{ об / хв}; & n_{11} &= 630 \text{ об / хв}; & n_{12} &= 800 \text{ об / хв}; \\ n_{13} &= 1000 \text{ об / хв}; & n_{14} &= 1250 \text{ об / хв}; & n_{15} &= 1600 \text{ об / хв}; & n_{16} &= 2000 \text{ об / хв}; \\ n_{17} &= 2500 \text{ об / хв}; \end{aligned}$$

Бачимо, що дані частоти обертання є елементами числового ряду (геометричної прогресії) зі знаменником  $\varphi=1.25$

Визначимо діапазон регулювання приводу:

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{2500}{63} = 40$$

Визначимо діапазон регулювання двигуна:

$$R_{\text{дв}} = \frac{n_{\max}}{n_{\text{ном}}} = \frac{4000}{1400} = 2.86$$

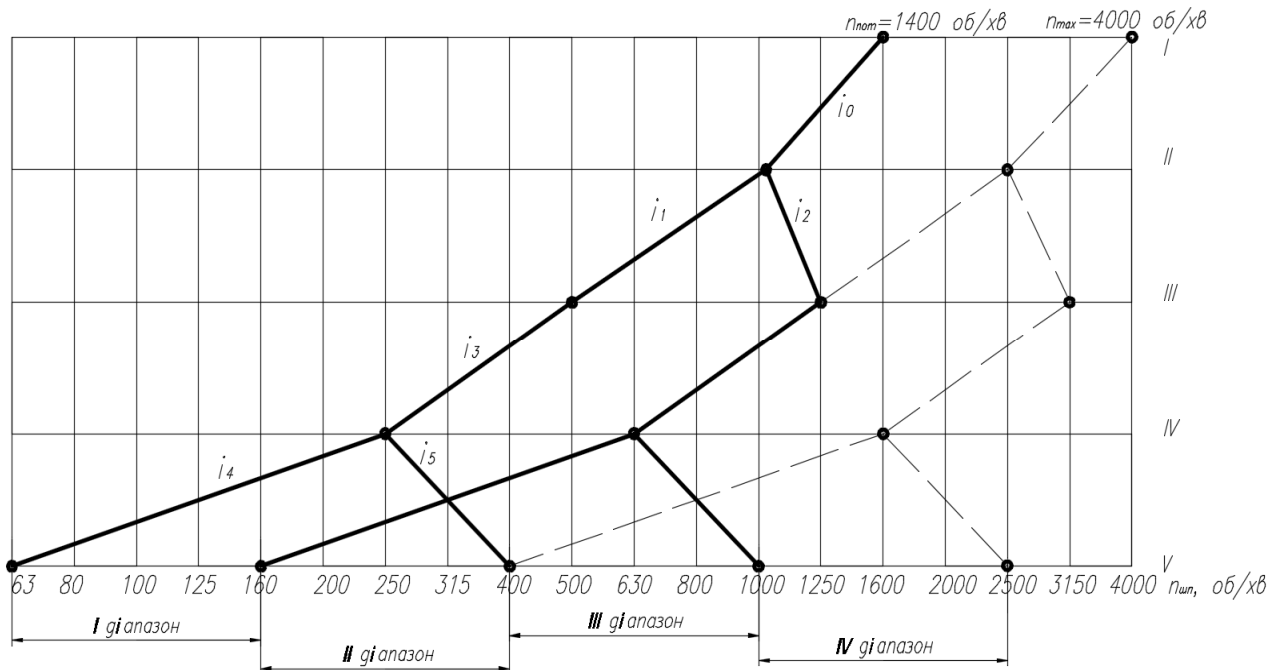
Визначимо кількість швидкостей ступінчастої структури:

$$z = \frac{\lg(R_n)}{\lg(R_{\text{дв}})} = \frac{1,6}{0,454} = 3,51$$

Приймаємо кількість швидкостей коробки передач  $z = 4$

За опорні частоти обертання були обрані такі значення:  $n_1 = 63 \text{ об / хв}; \quad n_2 = 160 \text{ об / хв}; \quad n_3 = 400 \text{ об / хв}; \quad n_4 = 1000 \text{ об / хв}$ . Саме ці частоти буде забезпечувати коробка швидкостей на мінімальній частоті обертання електродвигуна.

2. Побудуємо графік частот обертання шпинделя (Рис. 2.16).



При побудові графіка частот обертання шпинделя, найбільш швидкохідні вали розташовані ближче до електродвигуна, а вали з максимальними передавальними числами розташовані ближче до шпинделя.

### 3.2 Визначення чисел зубів зубчастих коліс

1. Розглянемо графік частот обертання (Рис. 2.16) і попередню кінематичну схему проектуємої коробки швидкостей верстата (Рис. 2.17).

З графіка частот видно, що коробка швидкостей забезпечує чотири частоти обертання шпинделя V:  $n_1^V, n_2^V, n_3^V, n_4^V$ , дві частоти обертання валу IV:  $n_1^{IV}, n_2^{IV}$ , дві частоти обертання валу III:  $n_1^{III}, n_2^{III}, n_3^{III}$ ; одну частоту обертання валу II:  $n^{II}$

Дані частоти обертання отримуються за рахунок послідовного переми-  
кання двох подвійних блоків зубчастих коліс (Рис. 3).

2. Визначимо передавальне відношення кожної передачі по формулі  $i = \varphi^k$ , де  $k$  - число інтервалів між горизонталями, на яких лежать точки, що з'єднані променем.

- для підвищуючої передачі  $k > 0$ ,
- для понижуючої  $k < 0$ ,



– для прямої передачі  $k=0$ .

Таким чином, за графіком частот обертання визначимо передавальні відношення з урахуванням обмежень по гранично допустимих значень граничних відносин для прямозубих передач:  $i_{\min} \geq \varphi^6$ ;  $i_{\max} \leq \varphi^2$ :

$$i_0 = d_1 / d_2 ;$$

$$i_1 = \varphi^{-3} = 0.512 = z_1 / z_3 ;$$

$$i_2 = \varphi^1 = 1.25 = z_2 / z_4 ;$$

$$i_3 = \varphi^{-3} = 0.512 = z_5 / z_8 ;$$

$$i_4 = \varphi^{-6} = 0.262 = z_6 / z_9 ;$$

$$i_5 = \varphi^2 = 1.56 = z_7 / z_{10} ;$$

3. Визначимо числа зубів коліс коробки швидкостей:

$$\sum z_a = z_1 + z_3 = z_2 + z_4 = 82 ;$$

$$\sum z_b = z_5 + z_8 = 82 ;$$

$$\sum z_c = z_6 + z_9 = z_7 + z_{10} = 99$$

В залежності від передавальних відношень, визначимо кількість зубів шестерень коробки швидкостей і зробимо перевірку передавальних відношень по конкретних зубчастих передачах:

$$z_1 = 0.512 z_3$$

$$z_3 + 0.512 z_3 = 82 ;$$

$$z_1 = 28 ; z_3 = 54$$

$$z_2 = 1.25 z_4$$

$$z_4 + 1.25 z_4 = 82 ;$$

$$z_2 = 46 ; z_4 = 36$$

$$z_5 = 0.512 z_8$$

$$z_8 + 0.512 z_8 = 82 ;$$

$$z_5 = 28 ; z_8 = 54$$

$$\begin{aligned}
 z_6 &= 0.167z_9 \\
 z_9 + 0.167z_9 &= 99; \\
 z_6 &= 17; z_9 = 82 \\
 z_7 &= 1.56z_{10} \\
 z_{10} + 1.56z_{10} &= 99; \\
 z_7 &= 56; z_{10} = 43
 \end{aligned}$$

4. Розробимо кінематичну схему проектованої коробки швидкостей верстата (Рис. 2.17) і складемо рівняння кінематичного балансу:

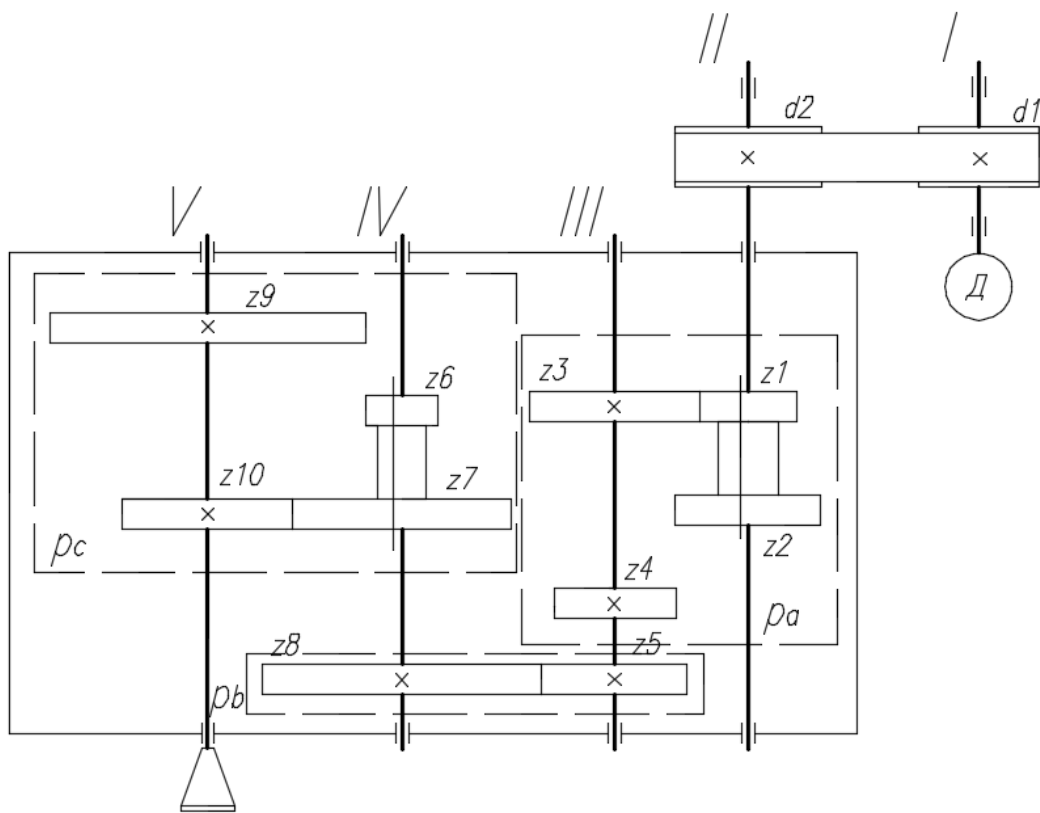


Рис. 3.2 Кінематична схема коробки швидкостей верстату

Рівняння кінематичного балансу:

$$n_{\partial\partial} \cdot i_0 \cdot \left\{ \frac{z_1}{z_3} \cdot \frac{z_2}{z_4} \right\} \cdot \left\{ \frac{z_5}{z_8} \right\} \cdot \left\{ \frac{z_6}{z_9} \cdot \frac{z_7}{z_{10}} \right\} = n_{ld} \cdot i_0 \cdot \left\{ \frac{28}{54} \cdot \frac{46}{36} \right\} \cdot \left\{ \frac{28}{51} \right\} \cdot \left\{ \frac{21}{78} \cdot \frac{28}{61} \right\} = n_{un}.$$

## 4. Силовий розрахунок приводу головного руху

### 4.1 Вибір електродвигуна і визначення діаметра валів

Електродвигун підбирається по каталогу по необхідній потужності відповідно до режиму експлуатації машини.

При виборі електродвигуна приймаємо режим роботи, при якому тривалість його безперебійної роботи при постійному або незначно змінюваному навантаженні може бути нескінченно великою.

1. Визначимо необхідну потужність електродвигуна за формулою:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{вих}}}{\eta_0} = \frac{6}{0,83} = 7,23 \text{ кВт},$$

де  $\eta_0 = \eta_{\delta} \cdot \eta_i^4 \cdot \eta_{\zeta}^3 = 0,95 \cdot 0,99^4 \cdot 0,97^3 = 0,83$ ;  $\eta_{\delta} = 0,95$  - ККД пасової передачі;  $\eta_i^4 = 0,99^4$  - ККД чотирьох пар підшипників;  $\eta_{\zeta}^3 = 0,97^3$  - ККД трьох закритих циліндричних зубчастих передач.

Визначимо необхідну частоту обертання електродвигуна за формулою:

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{вих}} \cdot u_4 \cdot u_3 \cdot u_1 \cdot u_0 = 63 \cdot \frac{z_9}{z_6} \cdot \frac{z_8}{z_5} \cdot \frac{z_3}{z_1} \cdot u_0 = 63 \cdot \frac{82}{17} \cdot \frac{54}{28} \cdot \frac{54}{28} \cdot 1,23 = 1357 \text{ об/хв},$$

де  $n_{\text{вих}} = 63 \text{ об/хв}$  - частота обертання шпинделя;  $u_0 = \frac{1}{i_0}$  - передавальне число пасової передачі;  $u_4 = \frac{1}{i_4}$ ;  $u_3 = \frac{1}{i_3}$ ;  $u_1 = \frac{1}{i_1}$  - передавальні числа зубчастих передач.

Відповідно до необхідної потужності і режимом експлуатації машини вибираємо електродвигун постійного струму з регулюванням частоти 4ПНМ160МО4.

Потужність електродвигуна:  $P_{\text{дв}} = 10 \text{ кВт}$ ;

Частота обертання електродвигуна:  $n_{\text{мін}} = 1400 \text{ об/хв}$ ,  $n_{\text{макс}} = 4000 \text{ об/хв}$ ,

2. Здійснимо перевірку обраних нами опорних частот обертання шпинделя при мінімальній частоті обертання електродвигуна за рівнянням кінематичного балансу

$$n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot \left\{ \frac{z_1}{z_3} \right\} \cdot \left\{ \frac{z_5}{z_8} \right\} \cdot \left\{ \frac{z_6}{z_9} \right\} = n_{\text{лд}} \cdot i_0 \cdot \left\{ \frac{28}{54} \right\} \cdot \left\{ \frac{28}{46} \right\} \cdot \left\{ \frac{21}{78} \right\} = n_{\text{ун}}.$$

$$n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot \left\{ \frac{z_1}{z_3} \right\} \cdot \left\{ \frac{z_5}{z_8} \right\} \cdot \left\{ \frac{z_6}{z_9} \right\} = 1138 \cdot \left\{ \frac{28}{54} \right\} \cdot \left\{ \frac{28}{54} \right\} \cdot \left\{ \frac{17}{82} \right\} = 63,43 \text{ об/хв} = n_1^V;$$

$$n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot \left\{ \frac{z_2}{z_4} \right\} \cdot \left\{ \frac{z_5}{z_8} \right\} \cdot \left\{ \frac{z_6}{z_9} \right\} = 1138 \cdot \left\{ \frac{46}{36} \right\} \cdot \left\{ \frac{28}{54} \right\} \cdot \left\{ \frac{17}{67} \right\} = 157,9 \text{ об/хв} = n_2^V;$$

$$n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot \left\{ \frac{z_1}{z_3} \right\} \cdot \left\{ \frac{z_5}{z_8} \right\} \cdot \left\{ \frac{z_7}{z_{10}} \right\} = 1138 \cdot \left\{ \frac{28}{54} \right\} \cdot \left\{ \frac{28}{54} \right\} \cdot \left\{ \frac{56}{43} \right\} = 398,5 \text{ об/хв} = n_3^V;$$

$$n_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot \left\{ \frac{z_2}{z_4} \right\} \cdot \left\{ \frac{z_5}{z_8} \right\} \cdot \left\{ \frac{z_7}{z_{10}} \right\} = 1138 \cdot \left\{ \frac{46}{36} \right\} \cdot \left\{ \frac{28}{54} \right\} \cdot \left\{ \frac{56}{43} \right\} = 981,9 \text{ об/хв} = n_4^V;$$

3. Визначимо похибку відхилення отриманих чисел обертів.

Дана похибка не повинна виходити за межі табличних значень більше ніж  $\pm 10 \cdot (\varphi - 1)\%$

$$\text{для } n_1^V : \frac{(63,43 - 63)}{63} \cdot 100\% = 0,6\%; \quad \text{для } n_2^V : \frac{(157,9 - 160)}{160} \cdot 100\% = 1,31\%;$$

$$\text{для } n_3^V : \frac{(398,5 - 400)}{400} \cdot 100\% = 0,37\%; \quad \text{для } n_4^V : \frac{(981,9 - 1000)}{1000} \cdot 100\% = 1,81\%;$$

Відсоток відхилення від табличних отриманих чисел обертів, не перевищують  $\pm 10 \cdot (\varphi - 1)\% = \pm 10 \cdot (1,25 - 1)\% = \pm 2,5\%$  - умова виконана.

4. Визначимо частоти обертання кожного валу коробки швидкостей, при яких на цих валах будуть досягатись максимальні крутні моменти:

$$n_I = n_{\text{дв}} = 1400 \text{ об/хв};$$

$$n_{II} = n_I \cdot i_0 = 1400 \cdot 145/180 = 1138 \text{ об/хв};$$

$$n_{III} = n_{II} \cdot i_1 = 1138 \cdot 28/54 = 590 \text{ об/хв};$$

$$n_{IV} = n_{III} \cdot i_3 = 590 \cdot 28/54 = 305 \text{ об/хв};$$

$$n_V = n_{IV} \cdot i_4 = 305 \cdot 17/82 = 63,43 \text{ об/хв}$$

5. Визначаємо потужності на кожному валу в коробці швидкостей з урахуванням втрат в кожній кінематичній парі:

$$P_I = P_{\text{дв}} = 7,5 \text{ кВт};$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_p \cdot \eta_n = 7,5 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 7,05 \text{ кВт};$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_3 \cdot \eta_n = 7,05 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 6,77 \text{ кВт};$$

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_3 \cdot \eta_n = 6,77 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 6,5 \text{ кВт};$$

$$P_V = P_{IV} \cdot \eta_3 \cdot \eta_n = 6,5 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 6,25 \text{ кВт}$$

6. Максимальні крутні моменти на валах, визначимо за формулою:

$$T_i = 9550 \cdot \frac{P_i}{n_i},$$

де  $P_i$  - потужність на кожному валу, кВт;  $n_i$  - частота обертання валу, об/хв.

$$T_I = 9550 \cdot \frac{P_I}{n_I} = 9550 \cdot \frac{7,5}{1400} = 51 \text{ Нм}; \quad T_{II} = 9550 \cdot \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9550 \cdot \frac{7,05}{1138} = 59,2 \text{ Нм};$$

$$T_{III} = 9550 \cdot \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9550 \cdot \frac{6,77}{590} = 109,6 \text{ Нм}; \quad T_{IV} = 9550 \cdot \frac{P_{IV}}{n_{IV}} = 9550 \cdot \frac{6,5}{305} = 203,5 \text{ Нм};$$

$$T_V = 9550 \cdot \frac{P_V}{n_V} = 9550 \cdot \frac{6,25}{63,43} = 941 \text{ Нм}.$$

7. Попереднє визначення діаметрів валів

Визначимо орієнтовні мінімальні діаметри валів за формулою:

$$d_i = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{P_i}{n_i}},$$

де  $d_i$  - мінімальний діаметр валу, мм;  $P_i$  - потужність, що передається валом, кВт;  $n_i$  - частота обертання валу, об/хв.

$$d_I = 110 \cdot \sqrt[4]{P_I/n_I} = 110 \cdot \sqrt[4]{7,5/1400} = 29,8 \text{ мм};$$

$$d_{II} = 110 \cdot \sqrt[4]{P_{II}/n_{II}} = 110 \cdot \sqrt[4]{7,05/1138} = 30,9 \text{ мм};$$

$$d_{III} = 110 \cdot \sqrt[4]{P_{III}/n_{III}} = 110 \cdot \sqrt[4]{6,77/590} = 36 \text{ мм};$$

$$d_{IV} = 110 \cdot \sqrt[4]{P_{IV}/n_{IV}} = 110 \cdot \sqrt[4]{6,5/305} = 42 \text{ мм};$$

$$d_V = 110 \cdot \sqrt[4]{P_V/n_V} = 110 \cdot \sqrt[4]{6,25/63,43} = 63,4 \text{ мм}.$$

Отримані мінімальні діаметри валів округлимо до найближчого значення по Ra40 нормальних лінійних розмірів, згідно ГОСТ 6636 - 69:

$$d_I = 30 \text{ мм}; \quad d_{II} = 32 \text{ мм}; \quad d_{III} = 36 \text{ мм}; \quad d_{IV} = 42 \text{ мм}; \quad d_V = 64 \text{ мм}.$$

## 4.2 Розрахунок модулів зубчастих передач

Зубчасті колеса коробок швидкостей металорізальних верстатів виготовляються з цементованої сталі 20Х, механічні властивості сталі після хіміко-термічної обробки наведені в таблиці 3.1.

Одним із основних параметрів зубчастих передач є модуль зачеплення  $m_n$ , що визначається з умов контактної витривалості і витривалості на згин зубів найбільш навантаженої передачі рухомого блоку. Отримане найбільше розрахункове значення модуля округлюють до найближчого більшого стандартного значення згідно ГОСТ 9563-60.

Таблиця 3.1

Марка сталі	вид термічної обробки	границя міцності $\sigma_B, \text{МПа}$	границя текучості $\sigma_T, \text{МПа}$	твердість	
				серцевини	поверхні
20Х	цементация + гартування	400	650	НВ 300 ... 400	HRC 56 ... 63

## 4.3 Визначення модуля з розрахунку на контактну витривалість

Модуль зуба з розрахунку на контактну витривалість визначається за формулою

$$m_n = \frac{K_d \cdot \cos \beta}{Z_i} \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_i \cdot (u+1)}{[\sigma_H]^2 \cdot u \cdot \psi_{bd}}},$$

де коефіцієнт  $K_d = 710$  – для прямозубих передач;  $K_H = K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$  – коефіцієнт навантаження, де  $K_{HV} = 1,25$  – коефіцієнт, що враховує внутрішнє динамічне навантаження;  $K_{H\alpha}$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубчастими колесами, які одночасно знаходяться в зачепленні, розраховується за формулою:

$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1 + 0,06 \cdot (n_{cm} - 5) = 1 + 0,06 \cdot (7 - 5) = 1,12$ , де  $n_{cm}$  – ступінь точності передачі;  $K_{H\beta}$  – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження в залежності від  $\psi_{bd} = b/d_1 = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u+1)$ , де  $\psi_{ba} = 0,1 \dots 0,2$  – коефіцієнта ширини;  $Z_i$  – число

зубів колеса блоку;  $\beta = 0$  - кут підйому зуба (використовуються прямозубі колеса);  $u$  – максимальне передавальне число для даної пари коліс,  $T_i$  – крутні моменти на зубчастому колесі;

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_R \cdot Z_V}{S_H} \cdot Z_N - \text{допустиме контактне напруження, де}$$

$$\sigma_{H \lim} = 23 \cdot \overline{H_{HRC}^{nep}} = 23 \cdot \frac{56 + 63}{2} = 1368,5 \text{ МПа} - \text{ границя контактної витривалості};$$

де  $Z_V = 1$  – коефіцієнт впливу швидкості;  $Z_R = 1$  – коефіцієнт шорсткості поверхні зубів;  $S_H = 1,3$  – коефіцієнт запасу;  $Z_N$  – коефіцієнт довговічності, що враховує режим навантажень:  $Z_N = \sqrt[6]{N_{H \lim} / N_{HE}}$ , де  $N_{H \lim}$  – число циклів навантажень:  $N_{H \lim} = \overline{H_{HB}^3} = (10 \cdot \overline{H_{HRC}^{nos}})^3 = (10 \cdot 59,5)^3 \leq 12 \cdot 10^7 \text{ МПа}$ ;

$N_{HE} = 60 \cdot c \cdot n_i \cdot L_h \cdot (\alpha_1 + \alpha_2 \cdot \beta_1^3 + \alpha_3 \cdot \beta_2^3)$  – ресурс зубчастого колеса в циклах, де  $c = 1$  – кількість разів входження в зачеплення зуба за один оберт в хвилину;  $n_i$  – частота обертання зубчастого колеса, об/хв;  $L_h$  – необхідний ресурс передачі:

$$L_h = L_z \cdot 365 K_{zod} \cdot 24 K_{dod} = 4 \cdot 365 \cdot 0,75 \cdot 24 \cdot 0,65 = 17082 \text{ год};$$

$\alpha_1 = 0,2; \alpha_2 = 0,5; \alpha_3 = 0,3; \beta_1 = 0,8; \beta_2 = 0,6$  – коефіцієнти змінного режиму навантажень.

В якості допустимого навантаження приймаємо мінімальне, тобто  $[\sigma_H] = \min \left\{ \begin{bmatrix} \sigma_H \\ \sigma_H \end{bmatrix}_1 \right\}$ , де  $[\sigma_H]_1$  – допустиме навантаження першого колеса зубчастої передачі;  $[\sigma_H]_2$  – допустиме напруження другого колеса зубчастої передачі.

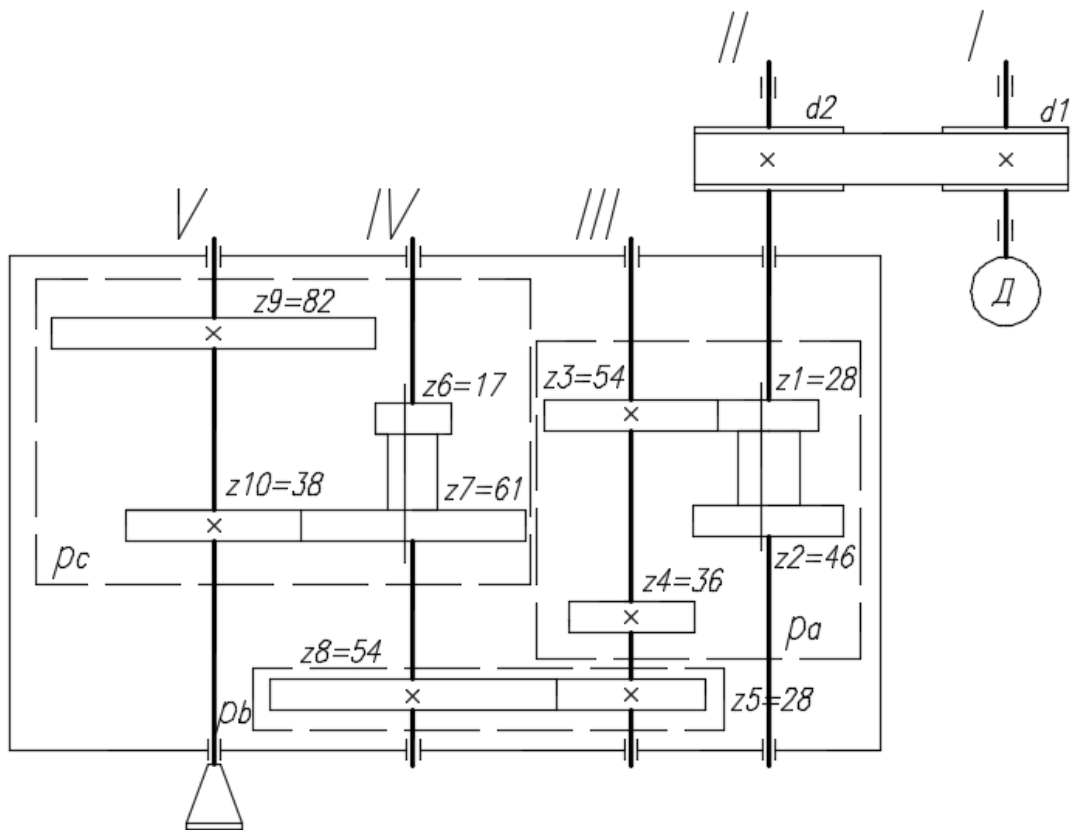


Рис. 4.1 Кінематична схема коробки швидкостей

Модуль зачеплення зубчастих передач в групі  $p_a$ :

Число передач в групі:  $p_a = 2$

Передавальні числа в групі:

$$u_1 = z_3 / z_1 = 1.92; \quad u_2 = z_4 / z_2 = 1.27;$$

Найбільш навантажена передача блоку  $Z_1/Z_3$ , де  $u_3 = 1.92$

$$m_{n_a} = \frac{K_d \cdot \cos \beta}{Z_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_{II} \cdot (u+1)}{[\sigma_H]^2 \cdot u \cdot \psi_{bd}}} = \frac{710 \cdot 1}{28} \cdot \sqrt[3]{\frac{1,435 \cdot 59,2 \cdot (1,92+1)}{1052^2 \cdot 1,92 \cdot 0,3}} = 1,85,$$

де  $K_H = K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = 1,25 \cdot 1,025 \cdot 1,12 = 1,435$ , де  $K_{H\beta} = 1,025$ —коефіцієнт, що залежить від коефіцієнта ширини  $\psi_{bd} = b/d_1 = 0,5 \cdot \psi_a \cdot (u+1) = 0,5 \cdot 0,2 \cdot (1,92+1) = 0,3$ ; ви-

значається за номограмами;  $\cos \beta = 1$  - кут нахилу зубів;

Допустимі напруження:

$$[\sigma_H]_I = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_R \cdot Z_V}{S_H} \cdot Z_{N1} = \frac{1368,5 \cdot 1 \cdot 1}{1,3} \cdot 1 = 1052 \text{ МПа},$$



$$\text{де } Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim}}{N_{HE}}} = \sqrt[6]{\frac{12 \cdot 10^7}{38 \cdot 10^7}} = 1,$$

$$N_{HE} = 60 \cdot 1 \cdot 717,5 \cdot 17082 \cdot (0,2 + 0,5 \cdot 0,8^3 + 0,3 \cdot 0,6^3) = 38 \cdot 10^7$$

так як  $N_{HE} > N_{H \lim}$ , то  $Z_{N1} = 1$ .

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_R \cdot Z_V}{S_H} \cdot Z_{N2} = \frac{1368,5 \cdot 1 \cdot 1}{1,3} \cdot 1 = 1052 \text{ МПа},$$

$$\text{де } Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim}}{N_{HE}}} = \sqrt[6]{\frac{12 \cdot 10^7}{38 \cdot 10^7}} = 1,$$

$$N_{HE} = 60 \cdot 1 \cdot 717,5 \cdot 17082 \cdot (0,2 + 0,5 \cdot 0,8^3 + 0,3 \cdot 0,6^3) = 38 \cdot 10^7$$

так як  $N_{HE} > N_{H \lim}$ , то  $Z_{N2} = 1$ .

Для подальших розрахунків приймаємо  $[\sigma_H] = [\sigma_H]_1 = [\sigma_H]_2 = 1052 \text{ МПа}$

Модуль зачеплення зубчастих передач в групі  $p_b$ :

Число передач в групі  $p_b = 1$

Передавальне число в групі:

$$u_3 = z_8 / z_5 = 1.92;$$

$$m_{n_a} = \frac{K_d \cdot \cos \beta}{Z_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_{III} \cdot (u+1)}{[\sigma_H]^2 \cdot u \cdot \psi_{bd}}} = \frac{710 \cdot 1}{28} \cdot \sqrt[3]{\frac{1,435 \cdot 109,6 \cdot (1,92+1)}{1052^2 \cdot 1,92 \cdot 0,3}} = 2,26,$$

где  $K_H = K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = 1,25 \cdot 1,025 \cdot 1,12 = 1,435$ , де  $K_{H\beta} = 1,025$ —коefficient, що залежить від coefficienta ширини  $\psi_{bd} = b/d_1 = 0,5 \cdot \psi_a \cdot (u+1) = 0,5 \cdot 0,2 \cdot (1,92+1) = 0,3$ ; визначається за номограмами;  $\cos \beta = 1$  - кут нахилу зубів;

Допустимі напруження:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_R \cdot Z_V}{S_H} \cdot Z_{N1} = \frac{1368,5 \cdot 1 \cdot 1}{1,3} \cdot 1 = 1052 \text{ МПа},$$

$$\text{де } Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim}}{N_{HE}}} = \sqrt[6]{\frac{12 \cdot 10^7}{38 \cdot 10^7}} = 1,$$

$$N_{HE} = 60 \cdot 1 \cdot 717,5 \cdot 17082 \cdot (0,2 + 0,5 \cdot 0,8^3 + 0,3 \cdot 0,6^3) = 38 \cdot 10^7$$

так як  $N_{HE} > N_{H \lim}$ , то  $Z_{N1} = 1$ .

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_R \cdot Z_V}{S_H} \cdot Z_{N2} = \frac{1368,5 \cdot 1 \cdot 1}{1,3} \cdot 1 = 1052 \text{ МПа},$$

$$\text{де } Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim}}{N_{HE}}} = \sqrt[6]{\frac{12 \cdot 10^7}{38 \cdot 10^7}} = 1,$$

$$N_{HE} = 60 \cdot 1 \cdot 717,5 \cdot 17082 \cdot (0,2 + 0,5 \cdot 0,8^3 + 0,3 \cdot 0,6^3) = 38 \cdot 10^7$$

так як  $N_{HE} > N_{H \lim}$ , то  $Z_{N2} = 1$ .

Для подальших розрахунків приймаємо  $[\sigma_H] = [\sigma_H]_1 = [\sigma_H]_2 = 1052 \text{ МПа}$

Модуль зачеплення зубчастих передач в групі  $p_c$ :

Число передач в групі  $p_c = 2$

Передавальні числа в групі:

$$u_5 = z_9 / z_6 = 4,82; \quad u_6 = z_{10} / z_7 = 0,63;$$

Найбільш навантажена передача блоку  $Z_9/Z_6$ , де  $u_5 = 4,82$

$$m_{n_c} = \frac{K_d \cdot \cos \beta}{Z_6} \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_{IV} \cdot (u+1)}{[\sigma_H]^2 \cdot u \cdot \psi_{bd}}} = \frac{710 \cdot 1}{17} \cdot \sqrt[3]{\frac{1,56 \cdot 202,5 \cdot (4,82+1)}{1052^2 \cdot 4,82 \cdot 0,582}} = 3,43,$$

где  $K_H = K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = 1,25 \cdot 1,10 \cdot 1,12 = 1,56$ ,

де  $K_{H\beta} = 1,15$ — коефіцієнт, який визначається за номограмами;

коефіцієнт ширини:  $\psi_{bd} = b/d_1 = 0,5 \cdot \psi_a \cdot (u+1) = 0,5 \cdot 0,2 \cdot (4,82+1) = 0,582$

допустимі напруження:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_R \cdot Z_V}{S_H} \cdot Z_{N1} = \frac{1368,5 \cdot 1 \cdot 1}{1,3} \cdot 1,1 = 1157 \text{ МПа},$$

$$\text{де } Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim}}{N_{HE}}} = \sqrt[6]{\frac{12 \cdot 10^7}{67 \cdot 10^6}} = 1,1,$$

$$\text{де } N_{HE} = 60 \cdot 1 \cdot 127,2 \cdot 17082 \cdot (0,2 + 0,5 \cdot 0,8^3 + 0,3 \cdot 0,6^3) = 67 \cdot 10^6$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_R \cdot Z_V}{S_H} \cdot Z_{N2} = \frac{1368,5 \cdot 1 \cdot 1}{1,3} \cdot 1,38 = 1452 \text{ МПа},$$

$$\text{де } Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim}}{N_{HE}}} = \sqrt[6]{\frac{12 \cdot 10^7}{17 \cdot 10^6}} = 1,38,$$

$$\text{де } N_{HE} = 60 \cdot 1 \cdot 31,9 \cdot 17082 \cdot (0,2 + 0,5 \cdot 0,8^3 + 0,3 \cdot 0,6^3) = 17 \cdot 10^6$$

Остаточно для розрахунку приймаємо  $[\sigma_H] = \min \left\{ \begin{matrix} [\sigma_H]_1 \\ [\sigma_H]_2 \end{matrix} \right\} = 1052 \text{ МПа}$

#### 4.4 Визначення модуля з розрахунку на витривалість при згині зубів

Модуль зубчастих коліс з розрахунку на витривалість при згині визначається за формулою:

$$m_n = 12,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_i \cdot y_{FSi} \cdot y_\beta \cdot y_\varepsilon}{\psi_m \cdot z_i \cdot [\sigma_F]}} \cdot \cos \beta,$$

де  $\psi_m = b/m_n = 6 \dots 10$  – коефіцієнт ширини зубчастого вінця;  $z_i$  – число зубів колеса;  $\beta = 0$  – кут підйому зуба (використовуються прямозубі колеса);  $K_F = K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$  – коефіцієнт навантаження, де  $K_{FV} = 1,25$  – коефіцієнт враховує внутрішні динамічні навантаження в передачі;  $K_{F\beta}$  – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по лінії контакту;  $K_{F\alpha}$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубчастими колесами, які одночасно знаходяться в зачепленні, розраховується за формулою:  $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1 + 0,06 \cdot (n_{cm} - 5) = 1 + 0,06 \cdot (7 - 5) = 1,12$ , де  $n_{cm}$  – ступінь точності передачі;  $T_i$  – крутний момент на зубчастому колесі;  $y_{FSi}$  – коефіцієнт, що враховує форму зуба і концентрацію напружень;  $y_\beta = 1$  – коефіцієнт, що враховує нахил зуба;  $y_\varepsilon = 1$  – коефіцієнт, що враховує перекриття зубів;  $z_i$  – число зубів на колесі;

$[\sigma_F]$  – допустиме напруження згину зубів колеса, розраховується за формулою:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_F} \cdot Y_N, \text{ де } \sigma_{F \lim} = 775 \text{ МПа} - \text{ границя міцності, залежить від}$$

матеріалу і твердості зубів;

$S_F = 1,7$  – коефіцієнт запасу міцності зуба на згин;  $Y_N = \sqrt[m_F]{(4 \cdot 10^6)/N_{FA}}$  – коефіцієнт довговічності, що враховує режим навантажень, де  $m_F = 9$  – показник ступеня втоми для поверхнево зміцнених коліс;

$N_{FA} = 60 \cdot c \cdot n_i \cdot L_h \cdot (\alpha_1 + \alpha_2 \cdot \beta_1^{m_F} + \alpha_3 \cdot \beta_2^{m_F})$  – необхідний ресурс даного зубчастого колеса.

Модуль зачеплення  $m_n$  зубчастих передач в групі  $p_a$ :

Число передач в групі  $p_a = 2$ . Розраховуємо найбільш навантажену передачу рухомого блоку  $Z_1/Z_3$ , де  $u_1 = 1.92$ .

$$m_{n_a} = 12,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_i \cdot y_{FSi} \cdot y_\beta \cdot y_\varepsilon}{\psi_m \cdot z_i \cdot [\sigma_F]}} \cdot \cos \beta = 12,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,42 \cdot 59,2 \cdot 3,86 \cdot 1 \cdot 1}{8 \cdot 28 \cdot 456}} \cdot 1 = 1,53;$$

$$\text{де } K_F = K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 1,25 \cdot 1,02 \cdot 1,12 = 1,42,$$

де  $K_{F\beta} = 1,1$  – коефіцієнт, визначається за номограмами;

$\psi_m = 8$  – коефіцієнт ширини зубчастого вінця;  $z = 28$  – число зубів колеса пересувного блоку;  $T_{II} = 59,2 \text{ Нм}$  – крутний момент на колесі пересувного блоку;  $[\sigma_F]$  – допустиме напруження згину зубів колеса блоку:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_F} \cdot Y_N, \text{ де } \sigma_{F \lim} = 775 \text{ МПа}; S_F = 1,7;$$

$$\text{де } Y_{N1} = \sqrt[m_F]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE1}}}; Y_{N2} = \sqrt[m_F]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE2}}} - \text{коефіцієнт довговічності};$$

$$\text{де } N_{FE1} = 60 \cdot 1 \cdot 717,5 \cdot 17082 \cdot (0,2 + 0,5 \cdot 0,8^9 + 0,3 \cdot 0,6^9) = 19 \cdot 10^7$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot 1 \cdot 358,8 \cdot 17082 \cdot (0,2 + 0,5 \cdot 0,8^9 + 0,3 \cdot 0,6^9) = 9 \cdot 10^7$$

так як  $N_{FE1} > 4 \cdot 10^6$  и  $N_{FE2} > 4 \cdot 10^6$ , то  $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$ ;

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_1 = [\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_F} \cdot Y_N = \frac{775}{1,7} \cdot 1 = 456 \text{ МПа}$$

визначимо  $y_{FSi}$  – коефіцієнт, що враховує форму зуба і концентрацію напружень при  $z = 28 (x = 0)$  із застосуванням лінійної інтерполяції:

$$\text{при } z = 25 y_{ESi} = 3,90; \text{ при } z = 30 y_{ESi} = 3,80$$

$$\Delta y_{ES} = y_{ES}(z = 25) - y_{ES}(z = 30) = 3,90 - 3,80 = 0,10 \text{ при } \Delta z = 30 - 25 = 5$$

$$y_{FS}(z = 28) = y_{FS}(z = 25) - (\Delta y_{FS} \cdot 2) / \Delta z = 3,90 - (0,10 \cdot 2) / 5 = 3,86$$

Модуль зачеплення  $m_n$  зубчастих передач в групі  $p_b$ :

Число передач в групі  $p_b = 1$ . Розрахунок піддається найбільш навантаженій передачі рухомого блоку  $Z_8/Z_5$ , де  $u_3 = 1.92$ .

$$m_{n_b} = 12,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_{III} \cdot y_{FSi} \cdot y_\beta \cdot y_\varepsilon}{\psi_m \cdot z_i \cdot [\sigma_F]}} \cdot \cos \beta = 12,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,59 \cdot 109,6 \cdot 3,86 \cdot 1 \cdot 1}{8 \cdot 28 \cdot 456}} \cdot 1 = 2,36;$$

$$\text{де } K_F = K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 1,25 \cdot 1,14 \cdot 1,12 = 1,59,$$

де  $K_{F\beta} = 1,14$  – коефіцієнт, який визначається за номограмами;  $\psi_m = 8$ ;  
 $z = 28$ ;

$T_{III} = 109,6 \text{ Нм}$ ;  $y_{FSi}$  – коефіцієнт, що враховує форму зуба і концентрацію напружень при  $z = 28 (x = 0)$  із застосуванням лінійної інтерполяції:

$$\text{при } z = 25 \ y_{ESi} = 3,90; \text{ при } z = 30 \ y_{ESi} = 3,80$$

$$\Delta y_{ES} = y_{ES}(z = 25) - y_{ES}(z = 30) = 3,90 - 3,80 = 0,10 \text{ при } \Delta z = 30 - 25 = 5$$

$$y_{FS}(z = 28) = y_{FS}(z = 25) - (\Delta y_{FS} \cdot 2) / \Delta z = 3,90 - (0,10 \cdot 2) / 5 = 3,86$$

$$\text{допустимі напруження: } [\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_F} \cdot Y_N, \text{ де } \sigma_{F \lim} = 775 \text{ МПа}; S_F = 1,7;$$

$$\text{коефіцієнти довговічності: } Y_{N1} = \sqrt[m_F]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE1}}}; Y_{N2} = \sqrt[m_F]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE2}}};$$

$$\text{де } N_{FE1} = 60 \cdot 1 \cdot 358,8 \cdot 17082 \cdot (0,2 + 0,5 \cdot 0,8^9 + 0,3 \cdot 0,6^9) = 9 \cdot 10^7$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot 1 \cdot 127,2 \cdot 17082 \cdot (0,2 + 0,5 \cdot 0,8^9 + 0,3 \cdot 0,6^9) = 35 \cdot 10^6$$

$$\text{так як } N_{FE1} > 4 \cdot 10^6 \text{ и } N_{FE2} > 4 \cdot 10^6, \text{ то } Y_{N1} = Y_{N2} = 1;$$

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_1 = [\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_F} \cdot Y_N = \frac{775}{1,7} \cdot 1 = 456 \text{ МПа}$$

Модуль зачеплення  $m_n$  зубчастих передач в групі  $p_c$ :

Число передач в групі  $p_c = 2$ . Розрахунку піддається найбільш навантажена передача рухомого блоку  $Z_9/Z_6$ , де  $u_3 = 4,82$ .

$$m_{n_c} = 12,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_{IV} \cdot y_{FSi} \cdot y_\beta \cdot y_\varepsilon}{\psi_m \cdot z_i \cdot [\sigma_F]}} \cdot \cos \beta = 12,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,6 \cdot 202,5 \cdot 4,27 \cdot 1 \cdot 1}{8 \cdot 17 \cdot 456}} \cdot 1 = 3,48;$$

$$\text{де } K_F = K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 1,25 \cdot 1,19 \cdot 1,12 = 1,6,$$

де  $K_{F\beta}=1,19$ – коефіцієнт, який визначається за номограмами;  $\psi_m=8$ ;  
 $z=17$ ;

$T_{IV} = 202,5 \text{ Нм}$ ;  $y_{FS_i}$  – коефіцієнт, що враховує форму зуба і концентрацію напружень: при  $z=17(x=0)$   $y_{FS} = 4,27$

допустимі напруження:  $[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_F} \cdot Y_N$ , де  $\sigma_{F \lim} = 775 \text{ МПа}$ ;  $S_F = 1,7$ ;

де  $Y_{N1} = \sqrt[m_F]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE1}}}$ ;  $Y_{N2} = \sqrt[m_F]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE2}}}$  – коефіцієнт довговічності;

де  $N_{FE1} = 60 \cdot 1 \cdot 127,2 \cdot 17082 \cdot (0,2 + 0,5 \cdot 0,8^9 + 0,3 \cdot 0,6^9) = 35 \cdot 10^6$

$N_{FE2} = 60 \cdot 1 \cdot 31,9 \cdot 17082 \cdot (0,2 + 0,5 \cdot 0,8^9 + 0,3 \cdot 0,6^9) = 8 \cdot 10^6$

так як  $N_{FE1} > 4 \cdot 10^6$  и  $N_{FE2} > 4 \cdot 10^6$ , то  $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$ ;

$[\sigma_F] = [\sigma_F]_1 = [\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_F} \cdot Y_N = \frac{775}{1,7} \cdot 1 = 456 \text{ МПа}$

Більший модуль з розрахунку на контактну і згинатися витривалість округляємо до найближчого більшого стандартного значення нормального модуля згідно ГОСТ 9563-60

Приймаємо модуль зачеплення:

- в групі а:  $m_n = 2 \text{ мм}$
- в групі b:  $m_n = 2,5 \text{ мм}$
- в групі с:  $m_n = 3,5 \text{ мм}$

## 5. Побудова коробки швидкостей

### 5.1 Визначення геометричних параметрів передач

1. Дільний діаметр зубчастих коліс визначається за формулою:

$$d = (m_n \cdot z) / \cos \beta,$$

де  $\cos \beta = 1$  - для прямозубих зубчастих коліс ( $\beta=0^\circ$ )

В групі а, де  $m_n=2 \text{ мм}$

$$d_1 = m_n \cdot z_1 = 2 \cdot 28 = 56 \text{ мм}; \quad d_2 = m_n \cdot z_2 = 2 \cdot 46 = 92 \text{ мм};$$

$$d_3 = m_n \cdot z_3 = 2 \cdot 54 = 108 \text{ мм}; \quad d_4 = m_n \cdot z_4 = 2 \cdot 36 = 72 \text{ мм};$$

В групі b, де  $m_n=2,5$  мм

$$d_5 = m_n \cdot z_7 = 2,5 \cdot 28 = 70 \text{ мм}; \quad d_8 = m_n \cdot z_8 = 2,5 \cdot 54 = 135 \text{ мм};$$

В групі c, де  $m_n=3,5$  мм

$$d_6 = m_n \cdot z_6 = 3,5 \cdot 17 = 59,5 \text{ мм}; \quad d_7 = m_n \cdot z_7 = 3,5 \cdot 61 = 213,5 \text{ мм};$$

$$d_9 = m_n \cdot z_9 = 3,5 \cdot 82 = 287 \text{ мм}; \quad d_{10} = m_n \cdot z_{10} = 3,5 \cdot 38 = 133 \text{ мм}$$

2. Визначимо ширину зубчастих вінців коліс передачі і проведемо переві-  
рочний розрахунок передач на контактну і згинатися витривалість зубів:

визначимо ширину зубчастих вінців за формулами

$$b_i = \psi_{bd} \cdot d_i$$

$$\text{в групі } a: \quad b_a = \psi_{bd} \cdot d_1 = 0,3 \cdot 56 = 17 \text{ мм};$$

$$\text{в групі } b: \quad b_b = \psi_{bd} \cdot d_5 = 0,38 \cdot 70 = 27 \text{ мм};$$

$$\text{в групі } c: \quad b_c = \psi_{bd} \cdot d_6 = 0,498 \cdot 59,5 = 30 \text{ мм}$$

виконаємо розрахунок (перевірочний) найбільш навантажених зубчастих  
передач в групах на контактну витривалість за формулою:

$$\sigma_H = \frac{K_d^{1,5}}{d_i} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot T_i \cdot (u+1)}{b_i \cdot u}} \leq [\sigma_H]$$

де  $K_d = 710$  - коефіцієнт для прямозубих передач;  $[\sigma_H] = 1052 \text{ МПа}$  – до-  
пустиме напруження для зубчастих коліс в групах a, b і c.

$$\text{в групі } a: \quad \sigma_H = \frac{710^{1,5}}{56} \cdot \sqrt{\frac{1,435 \cdot 59,2 \cdot (1,92+1)}{17 \cdot 1,92}} = 912,5 \text{ МПа} < [\sigma_H];$$

$$\text{в групі } b: \quad \sigma_H = \frac{710^{1,5}}{70} \cdot \sqrt{\frac{1,54 \cdot 109,6 \cdot (1,92+1)}{27 \cdot 1,92}} = 833 \text{ МПа} < [\sigma_H];$$

$$\text{в групі } c: \quad \sigma_H = \frac{710^{1,5}}{59,5} \cdot \sqrt{\frac{1,61 \cdot 202,5 \cdot (4,82+1)}{30 \cdot 4,82}} = 984 \text{ МПа} < [\sigma_H]$$

виконаємо перевірочний розрахунок найбільш навантажених зубчастих  
передач в групах по напруженням згину за формулою:

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot K_F \cdot T_i \cdot y_{FSi} \cdot y_\beta \cdot y_\varepsilon \cdot \cos \beta}{b \cdot m_n^2 \cdot z_i} \leq [\sigma_F]$$

де  $[\sigma_F] = 456 \text{ МПа}$  – допустиме напруження згину для зубчастих коліс в групах

$$\text{в групі } a: \quad \sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,42 \cdot 59,2 \cdot 3,78 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{17 \cdot 2^2 \cdot 28} = 333 \text{ МПа} < [\sigma_F];$$

$$\text{в групі } b: \quad \sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,59 \cdot 109,6 \cdot 3,86 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{27 \cdot 2,5^2 \cdot 28} = 284 \text{ МПа} < [\sigma_F];$$

$$\text{в групі } c: \quad \sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,6 \cdot 202,5 \cdot 4,27 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{30 \cdot 3,5^2 \cdot 17} = 442 \text{ МПа} < [\sigma_F];$$

3. Визначимо діаметр кіл вершин і западин зубів коліс по формулах:

$$d_a = d + 2 \cdot m \cdot (1 + x);$$

$$d_f = d - 2,5 \cdot m \cdot (1 + 0,8x),$$

де  $d_a$  - діаметр вершин зубів;  $d_f$  - діаметр западин зубів;  $x = 0$  - коефіцієнт зміщення.

в групі  $a$ , де  $m_n = 2 \text{ мм}$ :

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 56 + 2 \cdot 2 = 60 \text{ мм}; \quad d_{f1} = 56 - 2,5 \cdot 2 = 51 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 92 + 2 \cdot 2 = 96 \text{ мм}; \quad d_{f2} = 92 - 2,5 \cdot 2 = 87 \text{ мм};$$

$$d_{a3} = d_3 + 2m = 108 + 2 \cdot 2 = 112 \text{ мм}; \quad d_{f3} = 108 - 2,5 \cdot 2 = 103 \text{ мм};$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m = 72 + 2 \cdot 2 = 76 \text{ мм}; \quad d_{f4} = 72 - 2,5 \cdot 2 = 67 \text{ мм};$$

в групі  $b$ , де  $m_n = 2,5 \text{ мм}$ :

$$d_{a5} = d_5 + 2m = 70 + 2 \cdot 2,5 = 75 \text{ мм}; \quad d_{f5} = d_5 - 2,5m = 70 - 2,5 \cdot 2,5 = 63,75 \text{ мм};$$

$$d_{a8} = d_8 + 2m = 135 + 2 \cdot 2,5 = 140 \text{ мм}; \quad d_{f8} = d_8 - 2,5m = 135 - 2,5 \cdot 2,5 = 128,75 \text{ мм};$$

в групі  $c$ , де  $m = 3,5 \text{ мм}$ :

$$d_{a6} = d_6 + 2m = 59,5 + 2 \cdot 3,5 = 66,5 \text{ мм}; \quad d_{f6} = d_6 - 2,5m = 59,5 - 2,5 \cdot 3,5 = 50,75 \text{ мм};$$

$$d_{a7} = d_7 + 2m = 213,5 + 2 \cdot 3,5 = 220,5 \text{ мм}; \quad d_{f7} = d_7 - 2,5m = 213,5 - 2,5 \cdot 3,5 = 204,75 \text{ мм};$$

$$d_{a9} = d_9 + 2m = 287 + 2 \cdot 3,5 = 294 \text{ мм}; \quad d_{f9} = d_9 - 2,5m = 287 - 2,5 \cdot 3,5 = 278,25 \text{ мм};$$

$$d_{a10} = d_{10} + 2m = 133 + 2 \cdot 3,5 = 140 \text{ мм}; \quad d_{f10} = d_{10} - 2,5m = 133 - 2,5 \cdot 3,5 = 124,25 \text{ мм}$$

4. Визначимо сили в найбільш навантажених зубчастих передачах, що діють на вали за формулою:

$$F_i = \sqrt{F_{ti}^2 + F_{ri}^2},$$



де  $F_{t_i} = (2 \cdot 10^3 \cdot T_i) / d_i$  – колова сила в зачепленні,

де  $d_i$  – дільний діаметр зубчастого колеса, мм;

$F_{r_i} = (F_{t_i} \cdot \operatorname{tg} \alpha) / \cos \beta$  – радіальна сила в зачепленні,

де  $\alpha = 20^\circ$  – кут зачеплення.

сила в зачепленні, що діє на вал II від зубчастої передачі  $z_3 / z_1$  :

$$F_1 = \sqrt{F_{t3/1}^2 + F_{r3/1}^2} + F_{\kappa p} = \sqrt{1957,1^2 + 712,4^2} = 2087,7 \text{ Н},$$

де  $F_{t3/1} = (2 \cdot 10^3 \cdot T_3) / d_2 = (2 \cdot 10^3 \cdot 109,6) / 112 = 1957,1 \text{ Н}$  – колова сила;

$F_{r3/1} = (F_t \cdot \operatorname{tg} 20^\circ) / \cos \beta = (2382,6 \cdot 0,364) / 1 = 712,4 \text{ Н}$  – радіальна сила.

сила в зачепленні, що діє на вал III від передачі зубів  $z_1 / z_3$  :

$$F_2 = \sqrt{F_{t1/3}^2 + F_{r1/3}^2} = \sqrt{2114,3^2 + 769,6^2} = 2250 \text{ Н},$$

де  $F_{t1/3} = (2 \cdot 10^3 \cdot T_2) / d_1 = (2 \cdot 10^3 \cdot 59,2) / 56 = 2114,3 \text{ Н}$  – колова сила;

$F_{r1/3} = (F_t \cdot \operatorname{tg} 20^\circ) / \cos \beta = (2114,3 \cdot 0,364) / 1 = 769,6 \text{ Н}$  – радіальна сила.

сила в зачепленні, що діє на вал III від передачі зубів  $z_8 / z_5$  :

$$F_3 = \sqrt{F_{t8/5}^2 + F_{r8/5}^2} = \sqrt{1904^2 + 693^2} = 3079 \text{ Н},$$

де  $F_{t8/5} = (2 \cdot 10^3 \cdot T_4) / d_8 = (2 \cdot 10^3 \cdot 202,5) / 135 = 2893,6 \text{ Н}$  – колова сила;

$F_{r8/5} = (F_t \cdot \operatorname{tg} 20^\circ) / \cos \beta = (2893,6 \cdot 0,364) / 1 = 1053,3 \text{ Н}$  – радіальна сила.

сила в зачепленні, що діє на вал IV від передачі зубів  $z_5 / z_8$  :

$$F_4 = \sqrt{F_{t5/8}^2 + F_{r5/8}^2} = \sqrt{1983^2 + 722^2} = 2110 \text{ Н},$$

де  $F_{t5/8} = (2 \cdot 10^3 \cdot T_3) / d_5 = (2 \cdot 10^3 \cdot 109,6) / 70 = 3131,4 \text{ Н}$  – колова сила;

$F_{r5/8} = (F_t \cdot \operatorname{tg} 20^\circ) / \cos \beta = (3134,4 \cdot 0,364) / 1 = 1139,8 \text{ Н}$  – радіальна сила.

сила в зачепленні, що діє на вал IV від передачі зубів  $z_9 / z_6$  :

$$F_5 = \sqrt{F_{t9/6}^2 + F_{r9/6}^2} = \sqrt{6557,5^2 + 2387^2} = 6978 \text{ Н},$$

де  $F_{t9/6} = (2 \cdot 10^3 \cdot T_5) / d_9 = (2 \cdot 10^3 \cdot 941) / 287 = 6557,5 \text{ Н}$  – колова сила;

$F_{r9/6} = (F_t \cdot \operatorname{tg} 20^\circ) / \cos \beta = (6557 \cdot 0,364) / 1 = 2387 \text{ Н}$  – радіальна сила.

сила в зачепленні, що діє на вал V від передачі зубів  $z_6 / z_9$  :

$$F_6 = \sqrt{F_{t6/9}^2 + F_{r6/9}^2} = \sqrt{6806,7^2 + 2477,6^2} = 7243,6H,$$

де  $F_{t6/9} = (2 \cdot 10^3 \cdot T_4) / d_6 = (2 \cdot 10^3 \cdot 202,5) / 59,5 = 6806,7H$  – колова сила;

$F_{r6/9} = (F_t \cdot \operatorname{tg} 20^\circ) / \cos \beta = (6806,7 \cdot 0,364) / 1 = 2477,6H$  – радіальна сила.

## 5.2 Визначення діаметрів валів та призначення з'єднань вал-маточина

Розраховані вище орієнтовні діаметри валів приймемо для посадки підшипників відповідно до розміру посадкового місця під підшипники кочення відповідно до ГОСТ 8338-75; діаметр вала  $d_b^I$  для посадки шківів, встановленого на електродвигун, наводиться відповідно до параметрів вихідного вала даного електродвигуна.

Діаметр консольної ділянки вала II, на якому буде знаходитись шків пасової передачі, визначаємо за формулою:

$$d_{кон}^{II} \geq 17 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{II}}{[\tau]}} \geq 17 \cdot \sqrt[3]{\frac{59,2}{12}} \geq 28,9 \text{ мм.}$$

де  $[\tau] = 12 \text{ МПа}$  - допустиме напруження кручення [6].

За рядом Ra40 нормальних лінійних розмірів обираємо  $d_{кон}^{II} = 30 \text{ мм}$

Визначимо діаметри валів в місці посадки коліс за і призначимо з'єднання вал-маточина зубчастих коліс:

$$d_k = d_n + 2 \cdot t,$$

де  $t$  - висота буртика, величина якого приймається в залежності від діаметру валу.

Для валу II маємо:  $d_k^{II} = d_n^{II} + 2 \cdot t = 32 + 2 \cdot 2 = 36 \text{ мм}$ ,

Згідно ГОСТ 6636-69 по Ra40 нормальних лінійних розмірів:  $d_k^{II} = 36 \text{ мм}$

Призначаємо розміри шліцевого з'єднання:

$$D - 6 \times 30 \times 36 (H7/h6) \times 7 (F8/js7),$$

де:  $D$  – центрування на валу по зовнішньому діаметру, що забезпечує високу співвісність вала і маточини;  $z=6$  – число шліців;  $d=30\text{мм}$ ,  $D=36\text{мм}$  – внутрішній і зовнішній діаметри з'єднання;  $b=7\text{мм}$  – ширина шліців.

Для валу IV маємо:  $d_k^{III} = d_n^{III} + 2 \cdot t = 42 + 2 \cdot 4 = 50\text{мм}$

Згідно ГОСТ 6636-69 по Ra40 нормальних лінійних розмірів:  $d_k^{III} = 50\text{мм}$

Призначаємо розміри шліцевого з'єднання:

$$D-10 \times 42 \times 50(H7/h6) \times 7(F8/js7)$$

Бічні поверхні шліців сприймають напруги змину, а в перерізі шліців біля їх основ виникають напруги зрізу та згину. Для зубів стандартного профілю головне значення мають напруги змину, які визначають за формулою з умови міцності по допустимому напруженню змину.

### 5.3 Уточнений розрахунок передшпиндельного валу коробки швидкостей

При роботі в зачепленні двох прямозубих циліндричних шестерень, на їх зуби діє колова сила  $P_x$  та радіальна сила  $P_y$ .

Колова сила визначається за формулою

$$P_k = \frac{2M_{kp}}{m \cdot z},$$

Радіальна сила визначається за формулою

$$P_y = P_x \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$$

де  $\alpha=20$  – кут зачеплення

$\rho$  – кут тертя, при середніх умовах роботи шестерень приймається рівним

5.43, що відповідає коефіцієнту тертя  $f = 0.1$

відповідно,  $\operatorname{tg}(\alpha + \rho) = \operatorname{tg}25^\circ 43' = 0,482$  звідки

$$P_y = 0.5P_x$$

Розглянемо сили, що діють на вал. Якщо на валу знаходяться декілька одночасно працюючих шестерень, від яких на вал передаються сили  $P_x$  та  $P_y$ , що діють в різних напрямках, то для розрахунку вала визначають проекції вказаних

сил на координатні осі I-I в горизонтальній площині та II-II в вертикальній площині

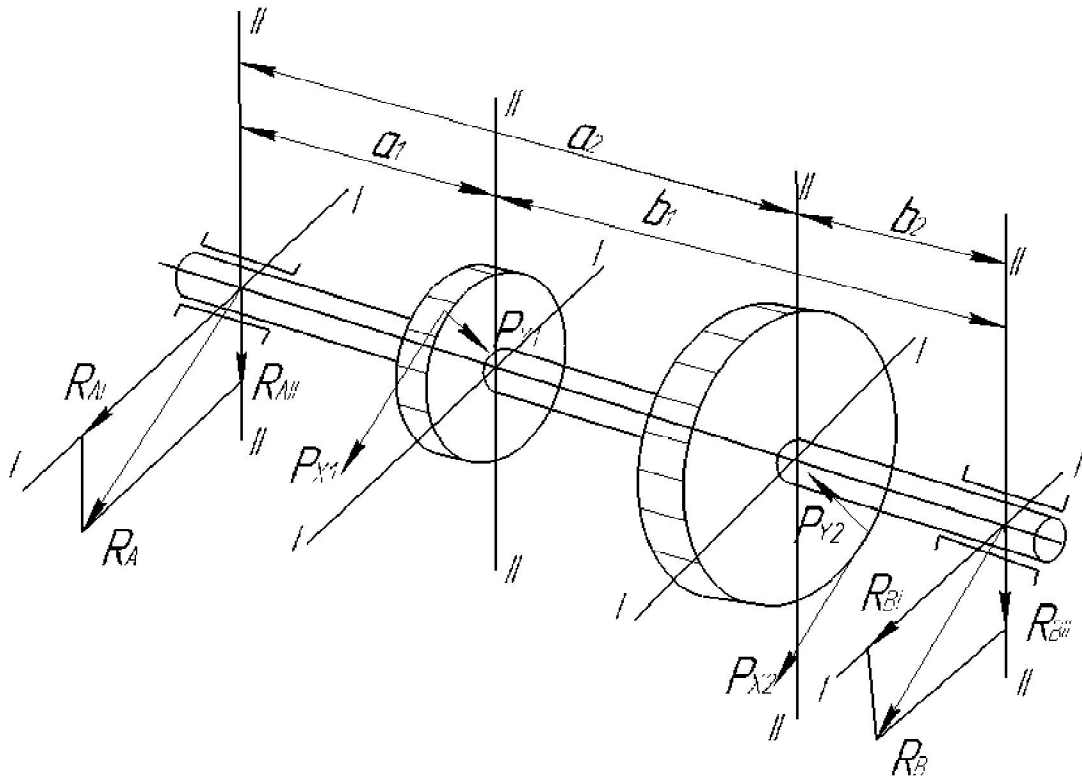


Рис 5.1 Схема навантаження передшпиндельного валу коробки швидкостей

В цьому випадку результуючі сили  $R_A$  та  $R_B$ , що виникають в відповідних опорах, визначаються як геометрична сума горизонтальних і вертикальних складових  $R_I$  та  $R_{II}$ , а саме за формулами:

$$R_A = \sqrt{R_{AI}^2 + R_{AII}^2},$$

$$R_B = \sqrt{R_{BI}^2 + R_{BII}^2},$$

Для визначення сил  $R_A$  та  $R_B$  будується розрахункова схема відповідно до конструктивних даних вузла, де знаходиться даний вал.

Проведемо розрахунок сил, що діють на вал в горизонтальній площині I-I.

Визначаються суми горизонтальних проекцій сил ( $\sum P_I$ ) і моментів ( $M_I$ ), що діють на вал (Рис. 3.2.1)

від шестерні 1 проекції сил:

$$\sum P_{x1I} = P_{x1} \cdot \cos \gamma$$

$$\sum P_{y1I} = P_{y1} \cdot \cos \gamma$$

$$\sum P_{1I} = P_{x1I} + P_{y1I}$$

$$P_{x1} = \frac{2M_{kp}}{m \cdot z} = \frac{2 \cdot 203,5}{17 \cdot 3,5} = 6,84 \text{ кН},$$

$$P_{y1} = 0.5 P_{x1} = 3.42 \text{ кН}$$

В нашому випадку  $\gamma = \alpha = 20^\circ$

$$\sum P_{y1I} = P_{y1} = 3.42 \text{ кН}$$

від шестерні 2 проекції сил:

$$\sum P_{x2I} = P_{x2} \cdot \cos \gamma$$

$$\sum P_{y2I} = P_{y2} \cdot \sin \gamma$$

$$\sum P_{2I} = P_{x2I} + P_{y2I}$$

$$P_{x2} = \frac{2M_{kp}}{z \cdot m} = \frac{2 \cdot 203,5}{54 \cdot 2.5} = 3.02 \text{ кН},$$

$$P_{y2} = 0.5 P_{x2} = 1.51 \text{ кН}$$

$$\sum P_{x2I} = P_{x2} \cdot \cos \gamma = 3.02 \cdot 0.94 = 2.84 \text{ кН}$$

$$\sum P_{y2I} = P_{y2} \cdot \sin \gamma = 1.51 \cdot 0.34 = 0.51 \text{ кН}$$

$$\sum P_{2I} = P_{x2I} + P_{y2I} = 3.35 \text{ кН}$$

Визначаємо опорні реакції:

$$R_{A1} = \sum P_{1I} \frac{L - a_1}{L} + \sum P_{2I} \frac{b_2}{L}$$

$$R_{B1} = \sum P_{1I} \frac{a_1}{L} + \sum P_{2I} \frac{L - b_2}{L}$$

$L = 450 \text{ мм}, a_1 = 100 \text{ мм}, b_2 = 80 \text{ мм}$

$$R_{A1} = 3.42 \frac{450 - 100}{450} + 3.35 \frac{80}{450} = 3261 \text{ Н}$$

$$R_{B1} = 3.42 \frac{100}{450} + 3.35 \frac{450 - 80}{450} = 3514 H$$

Визначаємо згинальні моменти під шестернями:

під шестернею 1:

$$M_{A1} = R_{A1} \cdot a_1 = 3261 \cdot 0.1 = 326.1 Hm$$

під шестернею 2:

$$M_{B1} = R_{B1} \cdot b_1 = 3514 \cdot 0.08 = 281.1 Hm$$

Побудуємо епюру згинальних моментів, що діють під шестернями 1 і 2 в площині I-I

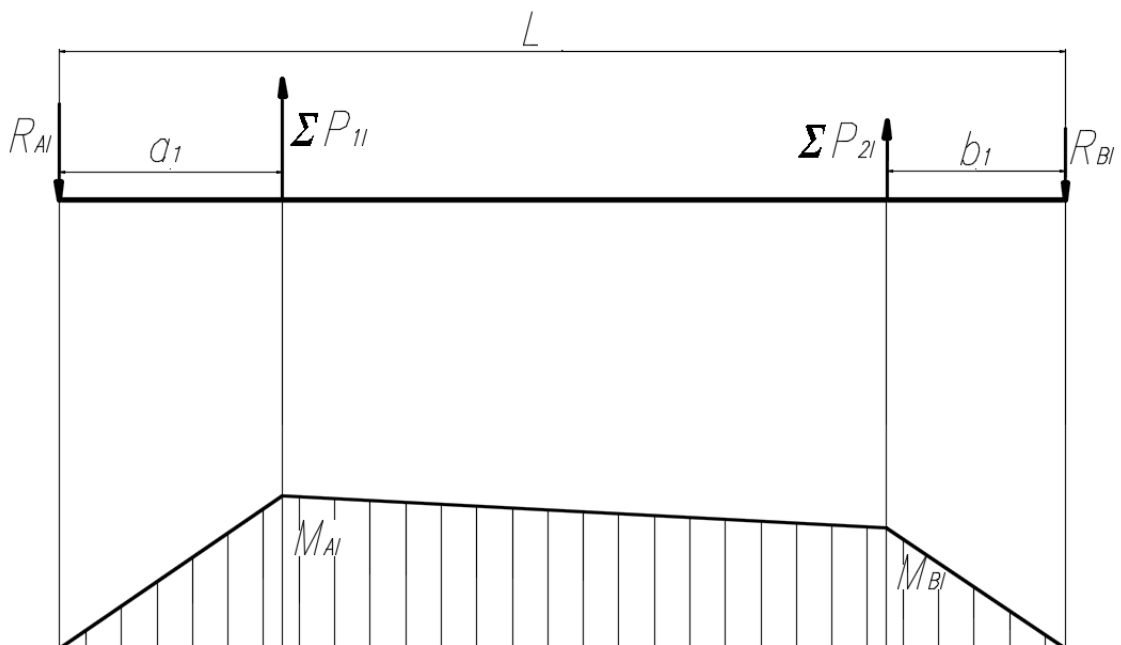


Рис. 5.2 Епюра згинальних моментів в площині I-I

Проведемо розрахунок сил, що діють на вал в горизонтальній площині II-II.

Визначаються суми горизонтальних проекцій сил ( $\Sigma P_{II}$ ) і моментів ( $M_{II}$ ), що діють на вал (Рис. 3.1)

від шестерні 1 проекції сил:

$$\sum P_{1II} = P_{x1}$$

$$P_{x1} = \frac{2M_{кр}}{m \cdot z} = \frac{2 \cdot 203.5}{17 \cdot 3.5} = 5.84 kH,$$

$$\sum P_{1II} = P_{x1} = 5.84 \text{кН}$$

від шестерні 2 проекції сил:

$$\sum P_{x2II} = -P_{x2} \cdot \sin \gamma$$

$$\sum P_{y2II} = P_{y2} \cdot \cos \gamma$$

$$\sum P_{2II} = P_{x2II} + P_{y2II}$$

$$P_{x2} = \frac{2M_{кр}}{m \cdot z} = \frac{2 \cdot 203,5}{54 \cdot 2} = 3.77 \text{кН},$$

$$P_{y2} = 0.5P_{x2} = 1.89 \text{кН}$$

$$\sum P_{x2II} = -P_{x2} \cdot \sin \gamma = -3.77 \cdot 0.34 = -1.28 \text{кН}$$

$$\sum P_{y2II} = P_{y2} \cdot \cos \gamma = 1.89 \cdot 0.94 = 1.78 \text{кН}$$

$$\sum P_{2II} = P_{x2II} + P_{y2II} = 0,5 \text{кН}$$

Визначаємо опорні реакції:

$$R_{AII} = \sum P_{1II} \frac{L - a_1}{L} + \sum P_{2II} \frac{b_2}{L}$$

$$R_{BII} = \sum P_{1II} \frac{a_1}{L} + \sum P_{2II} \frac{L - b_2}{L}$$

$$L=450 \text{мм}, a_1=100 \text{мм}, b_2=80 \text{мм}$$

$$R_{AII} = 5,84 \frac{450 - 100}{450} + 0,5 \frac{80}{450} = 4,62 \text{кН}$$

$$R_{BII} = 5,84 \frac{100}{450} + 0,5 \frac{450 - 80}{450} = 1,71 \text{кН}$$

Визначаємо згинальні моменти під шестернями:

під шестернею 1:

$$M_{AII} = R_{AII} \cdot a_1 = 4,62 \cdot 100 = 462 \text{кН}$$

під шестернею 2:

$$M_{BII} = R_{BII} \cdot b_2 = 1,71 \cdot 80 = 136,8 \text{кН}$$

Побудуємо епюру згинальних моментів, що діють під шестернями 1 і 2 в площині II-II

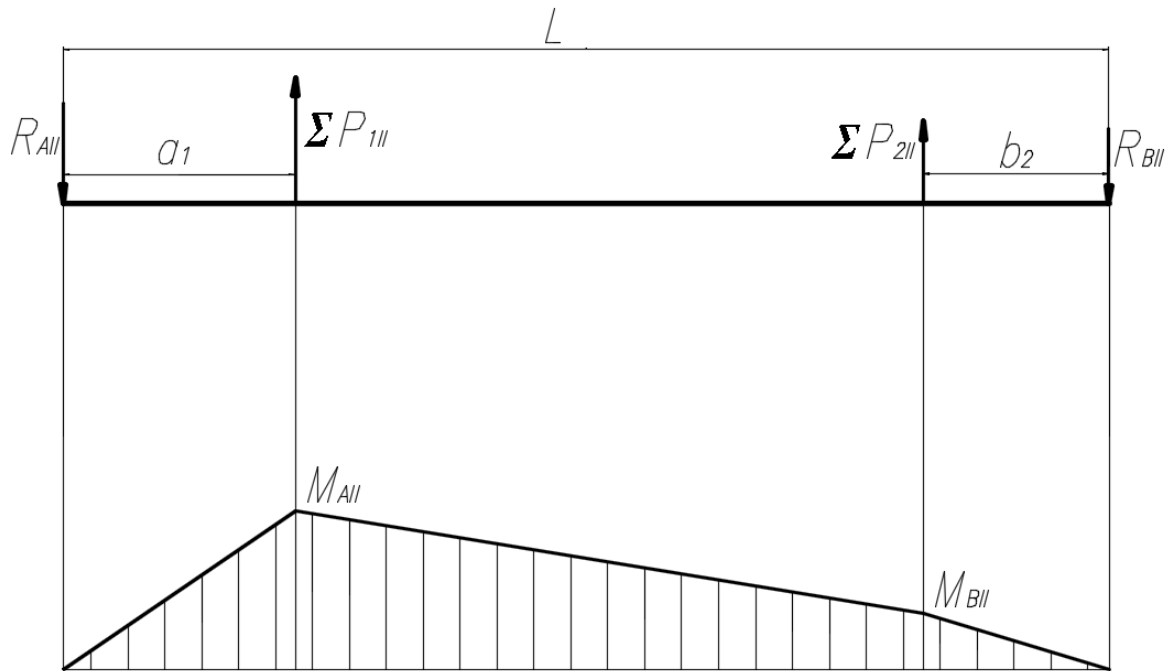


Рис. 5.3 Епюра згинальних моментів в площині II-II

#### 5.4 Остаточний розрахунок вала на міцність

Визначимо сумарні згинальні моменти на валу під шестернями 1 та 2 за формулою:

під шестернею 1:

$$M_{32} = \sqrt{M_{AI}^2 + M_{AII}^2} = \sqrt{326.1^2 + 462^2} = 565.5 \text{ Нм}$$

під шестернею 2:

$$M_{32} = \sqrt{M_{BI}^2 + M_{BII}^2} = \sqrt{281.1^2 + 163.8^2} = 325.3 \text{ Нм}$$

Далі для розрахунків використовуємо максимальне значення згинального моменту.

Визначимо приведений максимальний момент за формулою:

$$M_{np} = \sqrt{M_{32.\max}^2 + 0.45M_{кр}^2} = \sqrt{565.5^2 + 0.45 \cdot 203.5^2} = 581.7 \text{ Нм}$$

Розрахуємо номінальні згинальні та крутильні напруження в перерізі за формулами:

$$\sigma = \frac{M_{32}}{W_{32}}; \quad \tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}$$



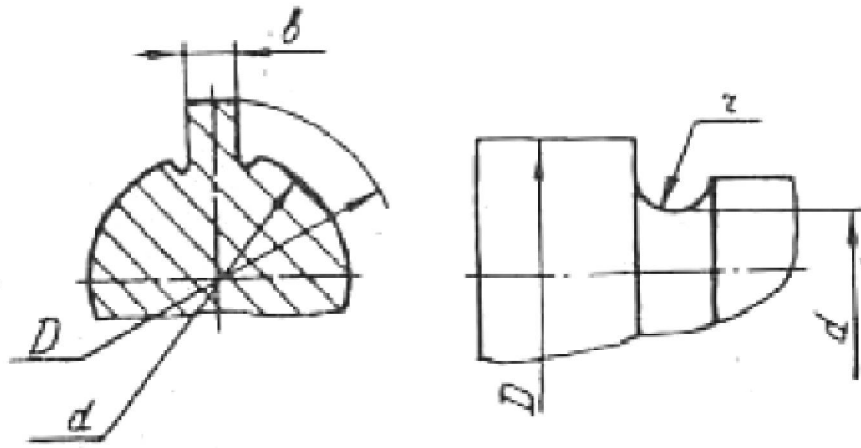


Рис. 5.4 Схема для визначення концентрації напружень для шліцевих валів

$$W_{кр} = \frac{\pi d^4 - b \cdot z (D - d)(D + d)^2}{16D}$$

$$W_{кр} = \frac{\pi \cdot 0,042^4 - 0,007 \cdot 10 \cdot (0,05 - 0,042)(0,05 + 0,042)^2}{16 \cdot 0,05} = 6,29 \cdot 10^{-6} \text{ мм}^3$$

$$W_{32} = \frac{\pi d^4 - b \cdot z (D - d)(D + d)^2}{32D}$$

$$W_{32} = \frac{\pi \cdot 0,042^4 - 0,007 \cdot 10 \cdot (0,05 - 0,042)(0,05 + 0,042)^2}{32 \cdot 0,05} = 3,145 \cdot 10^{-6} \text{ мм}^3$$

де  $z$  – число шліців

$$\sigma = \frac{M_{32}}{W_{32}} = \frac{581,7}{6,29 \cdot 10^{-6}} = 92,5 \text{ МПа}$$

$$\tau = \frac{203,5}{3,145 \cdot 10^{-6}} = 64,7 \text{ МПа}$$

Коефіцієнти запасу статичної міцності по нормальним та дотичним напруженням визначаються за формулами:

$$n_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma}; \quad n_{T\tau} = \frac{\tau_T}{\tau}$$

де  $\sigma_T$  і  $\tau_T$  – напруження текучості, які можна обрахувати за наближеними формулами:

$$\sigma_T = \sigma_B - \frac{1400}{C + 10};$$

$$\tau_T = 0,75\sigma_B - \frac{1000}{C+10};$$

де  $\sigma_B$  – границя міцності сталі (для сталі 45  $\sigma_B=275\text{МПа}$ ),  $C$  – коефіцієнт, для сталі 45  $C=45$

$$\sigma_T = \sigma_B - \frac{1400}{C+10} = 275 - 25 = 250\text{МПа}$$

$$\tau_T = 0,75\sigma_B - \frac{1000}{C+10} = 206,5 - 18,2 = 188,3\text{МПа}$$

Отже, маємо:

$$n_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma} = \frac{250}{92,5} = 2,7$$

$$n_{T\tau} = \frac{\tau_T}{\tau} = \frac{188,3}{64,7} = 2,91$$

Загальний коефіцієнт запасу міцності визначається за формулою:

$$n_T = \frac{n_{T\sigma} \cdot n_{T\tau}}{\sqrt{n_{T\sigma}^2 + n_{T\tau}^2}} = \frac{2,7 \cdot 2,91}{\sqrt{2,7^2 + 2,91^2}} = 1,97$$

## 6. Розрахунок шпиндельного вузла

Шпиндельний вузол складається з таких ланок: шпинделя, що має передній кінець і між опорну ділянку, приводної ланки і опор. Матеріалом для шпинделя служить легована сталь 40Х, яку піддають поверхневому загартуванню до HRCE 48 ... 56.

В роботі верстату використовується інструмент, встановлений в оправках з конусністю 7:24.

Відповідно до ГОСТ 25827-93 приймаємо кінець шпинделя з інструментальним конусом 7:24 №30 з діаметром основи  $D_1 = 31.75\text{мм}$  (рис 6.1)

Визначимо мінімально допустимий діаметр шпиндельного валу, беручи в розрахунок максимальний крутний момент, що створюється на цьому валу за формулою:

$$d_1^V \geq 17 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_V}{[\tau]}} \geq 17 \cdot \sqrt[3]{\frac{941}{20}} \geq 54 \text{ мм.}$$

де де  $[\tau] = 20 \text{ МПа}$  - допустиме напруження кручення на вільоті шпинделя.

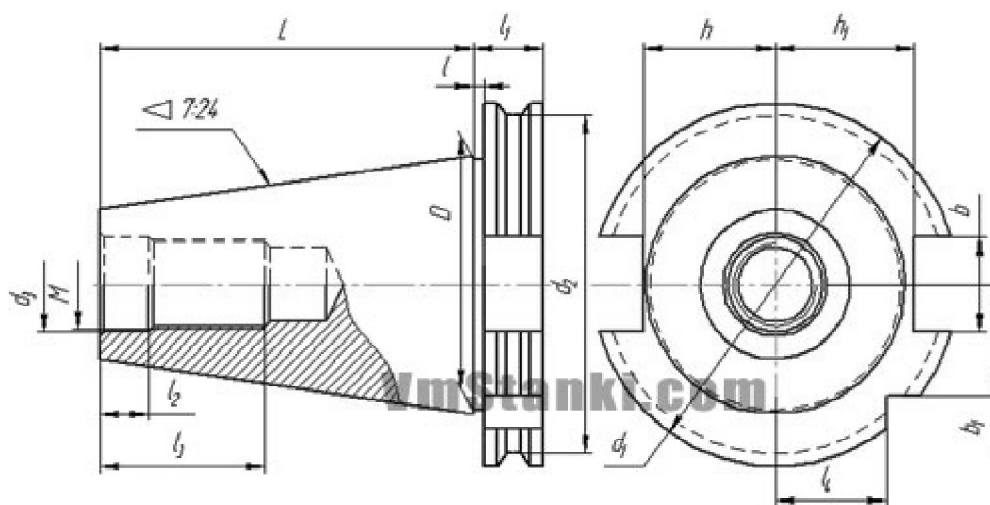


Рис. 6.1 Оправка конусністю 7:24 стандарту ГОСТ 25827-93

Визначаємо діаметр консольної ділянки вільоту переднього кінця приводного валу V за формулою:

$$d_1^V = \sqrt[3]{\frac{153 \cdot 10^6 \cdot P_V}{\pi \cdot [\tau] \cdot n^V} + d_0^3 \cdot \xi} = \sqrt[3]{\frac{153 \cdot 10^6 \cdot 6,25}{\pi \cdot 20 \cdot 63} + 31,75^3 \cdot 0,475} = 63,56 \text{ мм,}$$

Приймаємо діаметр передньої шийки валу:  $d_n = 65 \text{ мм}$ .

Приймаємо діаметр консольної ділянки вільоту:  $d_1^V = 73 \text{ мм}$ .

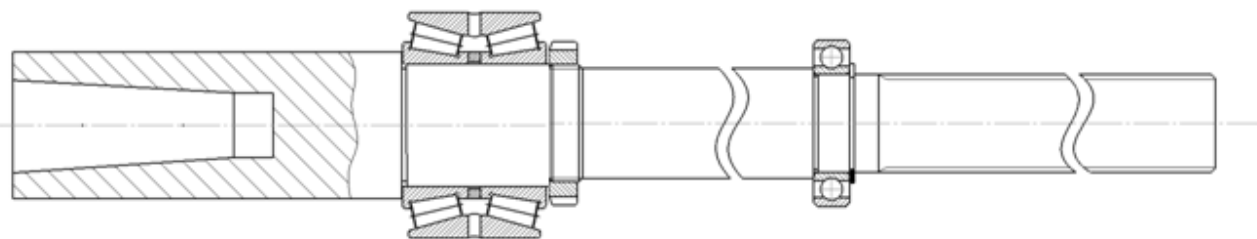


Рис. 6.2 Шпиндель верстату

Так як при операції фрезерування створюються більші навантаження на шпиндельний вузол, то розрахунки будемо проводити для цього процесу. А саме для режиму різання

$$t=3\text{мм}, S_z=0.2\text{мм/зуб}, v=110\text{м/хв.}$$

Матеріал заготовки – Сталь 45

Інструмент – торцева фреза Ø20мм,  $z=6$ , матеріал – ВК8.

При заданому режимі різання, частота обертання становить:

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 110}{\pi \cdot 20} = 1750 \text{ об / хв}$$

Сила різання визначається за формулою

$$P_z = \frac{10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot s_z^y \cdot B^u \cdot z}{D^q \cdot n^w} \cdot K_p = \frac{10 \cdot 825 \cdot 2 \cdot 0,2^{0,75} \cdot 10^{1,1} \cdot 3}{20^{1,3} \cdot 1750^{0,2}} = 604,8 \text{ Н}$$

де  $C_p$  – коефіцієнт, що характеризує оброблює мий матеріал та інші умови,  $K_p$  – загальний поправочний коефіцієнт, що представляє собою добуток коефіцієнтів, що показують стан окремих параметрів, що впливають на величину сили різання,  $K_p = K_{\mu p} \cdot K_{vp} \cdot K_{rp} \cdot K_{fp}$ . В нашому випадку маємо такі значення коефіцієнтів:

$$C_p = 825, x = 1.0, y = 0.75, u = 1.1, w = 0.2, q = 1.3$$

$$K_p = 1 \cdot 0.98 \cdot 1.26 \cdot 1.15 = 1.42$$

Потужність різання визначається за формулою:

$$N_e = \frac{P_z \cdot v}{1000 \cdot 60} = \frac{604,8 \cdot 140}{1000 \cdot 60} = 1,41 \text{ кВт}$$

де  $[\tau] = 20$  МПа - допустиме напруження кручення на вільоті шпинделя;  
 $\xi - 0,4 \dots 0,55$  - співвідношення діаметрів полого валу.

В даному випадку схема передачі зусилля на шпиндель є такою, коли приводний елемент, а саме шліци, розташований на деякій відстані від задньої опори шпинделя.

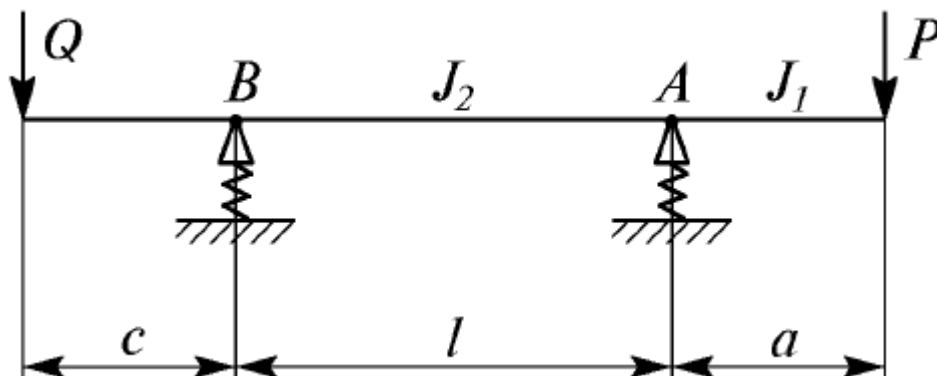


Рис. 6.3 Розрахункова схема шпинделя

Переміщення переднього кінця шпинделя з урахуванням защемлювального моменту в передній опорі визначається за формулою:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = \frac{Pa^2}{3E} \left[ \frac{a}{J_1} + \frac{l(1-\epsilon)}{J_2} \right] + \frac{Qlac(1-\epsilon)}{6EJ^2} +$$

$$P \left\{ \frac{1}{j_A} \left[ \frac{l+a(1-\epsilon)}{l} \right]^2 + \frac{a^2(1-\epsilon)}{j_B l^2} \right\} - Q(1-\epsilon) \left[ \frac{(l+a)c}{j_A l^2} + \frac{(l+c)a}{j_B l^2} \right]$$

В нашому випадку на задній кінець шпинделя діє лише крутний момент, тобто складові, що враховують зусилля Q, ми не приймаємо до розрахунку

де  $l$  – відстань між передньою А та задньою В опорами шпинделя;  $a$  – виліт переднього кінця шпинделя (консоль);  $b$  – відстань від приводного елемента до передньої опори;  $J_1$  – середнє значення осьового моменту інерції шпинделя в передній опорі;  $J_2$  – середнє значення осьового моменту інерції шпинделя в прольоті між опорами;  $S_1$  і  $S_2$  – площі перерізу переднього кінця шпинделя та міжопорної частини;  $E$  – модуль пружності матеріалу шпинделя;  $G$  – модуль зсуву матеріалу шпинделя;  $j_A$  і  $j_B$  – радіальна жорсткість передньої та задньої опор;  $\epsilon$  - коефіцієнт защемлення в передній опорі.

Визначимо радіальну жорсткість передньої опори:  
для роликового конічного підшипника типу 97513 зміщення в радіальному напрямку визначається за формулою:

$$y_r = \frac{0.077 Q^{0.9}}{\cos \alpha l^{0.8}} = \frac{0,077 \cdot 81,35^{0.9}}{0,978 \cdot 20^{0.8}} = 0,37 \text{ мм}$$

Де  $l$  – ефективна довжина ролика, мм,  $\alpha$  – кут контакту,  $Q$  – радіальне навантаження на тіло кочення, що визначається за формулою:

$$Q_r = \frac{5F_r}{i \cdot z \cdot \cos \alpha} = \frac{5 \cdot 604.8}{2 \cdot 19 \cdot \cos 12} = 81.35 \text{ Н}$$

де  $F_r$  – радіальне навантаження на підшипник,  $i$  – кількість рядів тіл кочення,  $z$  – кількість тіл кочення в підшипнику

Тоді радіальна жорсткість буде визначатись за формулою

$$j_A = \frac{F_r}{y_r} = \frac{604,8}{0,37} = 1634,59 \text{ Н / мм}$$

Визначимо радіальну жорсткість задньої опори:

для радіального шарикопідшипника типу 112 радіальна жорсткість визначається за формулою:

$$j_B = \frac{F_r}{(\delta_r^I + \delta_r^{II})} = 350 \text{ Н / мм}$$

де  $\delta_r^I$  - деформація тіл кочення та кілець підшипника,  $\delta_r^{II}$  - контактна деформація на посадочних поверхнях кілець підшипника

$$\delta_r^I = K_1 \cdot F_r^a = 22.75 \cdot 10^{-3} \cdot 604.8^{2/3} = 1.62 \text{ мм}$$

$$\delta_r^{II} = \frac{4 \cdot K_2 \cdot F_r \cdot \left(1 + \frac{d}{D}\right)}{\pi \cdot d \cdot b} = \frac{4 \cdot 10^{-4} \cdot 604.8 \cdot (1 + 0.62)}{\pi \cdot 55 \cdot 18} = 0.108 \text{ мм}$$

Осьовий момент інерції шпинделя в передній опорі визначається за формулою:

$$J_1 = \frac{\pi d_1^4}{64} = 0.87 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$$

Осьовий момент інерції шпинделя в прольоті між опорами визначається за формулою:

$$J_2 = \frac{\pi d_2^4}{64} = 0.636 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$$

Площа перерізу шпинделя в передній опорі:

$$S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} = 3318 \text{ мм}^2$$

Площа перерізу шпинделя на міжопорній ділянці:

$$S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} = 2827 \text{ мм}^2$$

Отже можемо остаточно визначити радіальне переміщення переднього кінця шпинделя:

$$\delta = \frac{604.8 \cdot 180^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11}} \left[ \frac{360}{0.86 \cdot 10^6} + \frac{320(1 - 0.15)}{0.636 \cdot 10^6} \right] +$$

$$604.8 \left\{ \frac{1}{1634.59} \left[ \frac{320 + 360(1 - 0.15)}{160} \right]^2 + \frac{360^2(1 - 0.15)}{350 \cdot 320^2} \right\} = 0.00453 \text{ мм}$$

Радіальну жорсткість можемо визначити за формулою:

$$j = \frac{F_r}{\delta} = \frac{604.7}{4.53} = 133.49 \text{ Н / мкм}$$

Виконаємо моделювання цього випадку в системі Autodesk Inventor

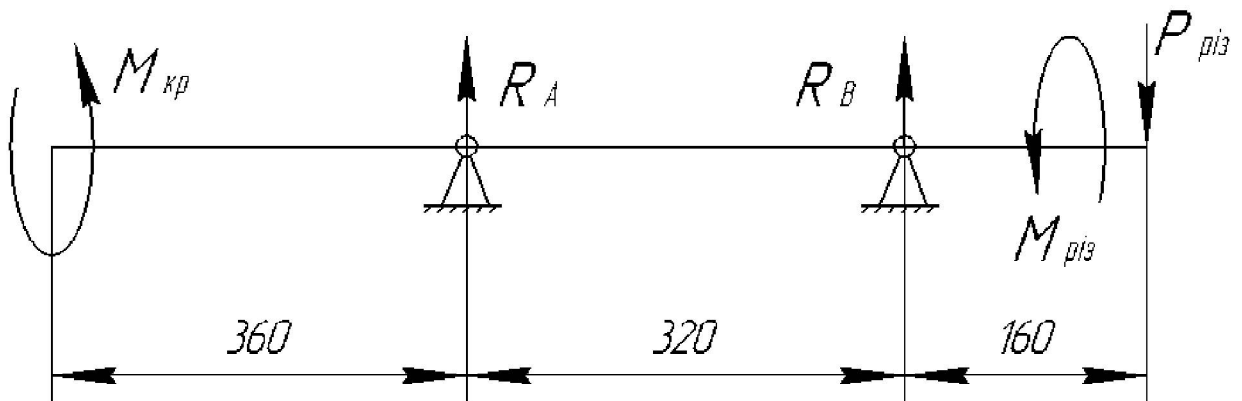


Рис. 6.4 Розрахункова схема шпиндельного валу

Для виконання моделювання, створимо твердо тілну модель шпиндельного валу. Далі, в середовищі «Аналіз напружень», прикладемо до валу діючі на нього силові фактори та проведемо моделювання. Результати моделювання подані нижче

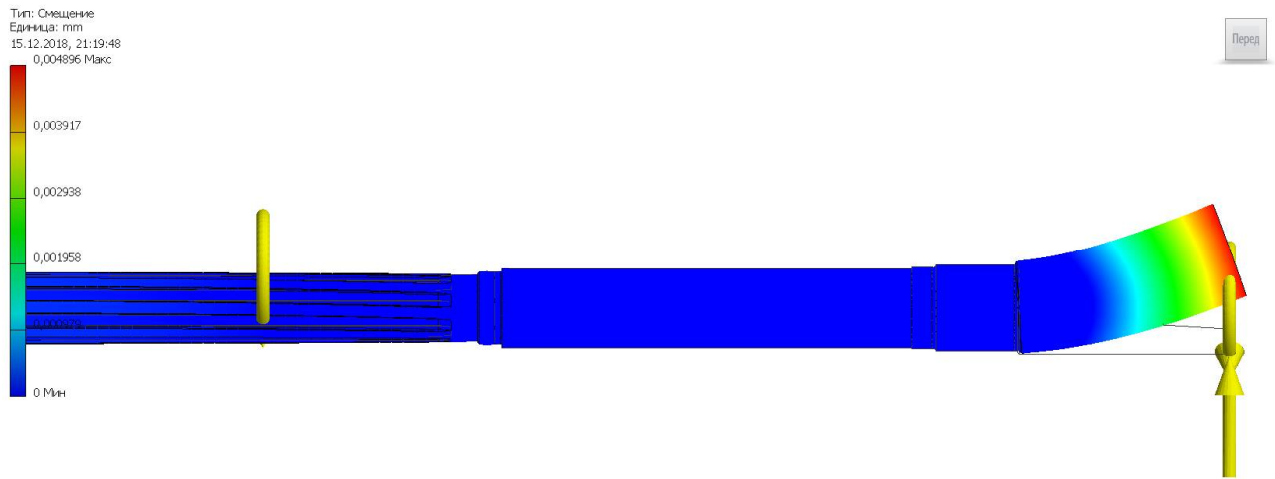


Рис 6.5 Результати моделювання за параметром «Зміщення»

Як бачимо з результатів, максимальне зміщення спостерігається на кінці консольної ділянки валу і складає воно 4.896мкм.

## 7. Розробка програми для обробки деталі в середовищі «HEIDENHAIN»

### 7.1 Обладнання верстата системою ЧПК.

Доцільним буде обладнати верстат системою числово-програмного управління TNC640 від «HEIDENHAIN». Ця система представляє собою систему управління з послідовним інтерфейсом керування, вона є досить простою та зрозумілою. Це дає можливість створювати програми по механічній обробці деталей не прикладаючи значних зусиль та не витрачаючи багато часу. В середовищі TNC640 існують уже готові запрограмовані цикли для базових операцій, таких як свердління, фрезерування, розвертання та ін., що робить процес програмування ще простішим. Керування та контроль за ходом програми здійснює оператор безпосередньо за верстатом. Нижче представлений зовнішній вигляд пульта керування HEIDENHAIN. На ньому присутні такі елементи, як дисплей, кнопки для вибору режимів програмування, клавіатура для вводу числових значень, вибору осі та інших опцій, кнопки ввімкнення та вимкнення, елементи управління частотою обертання шпинделя.



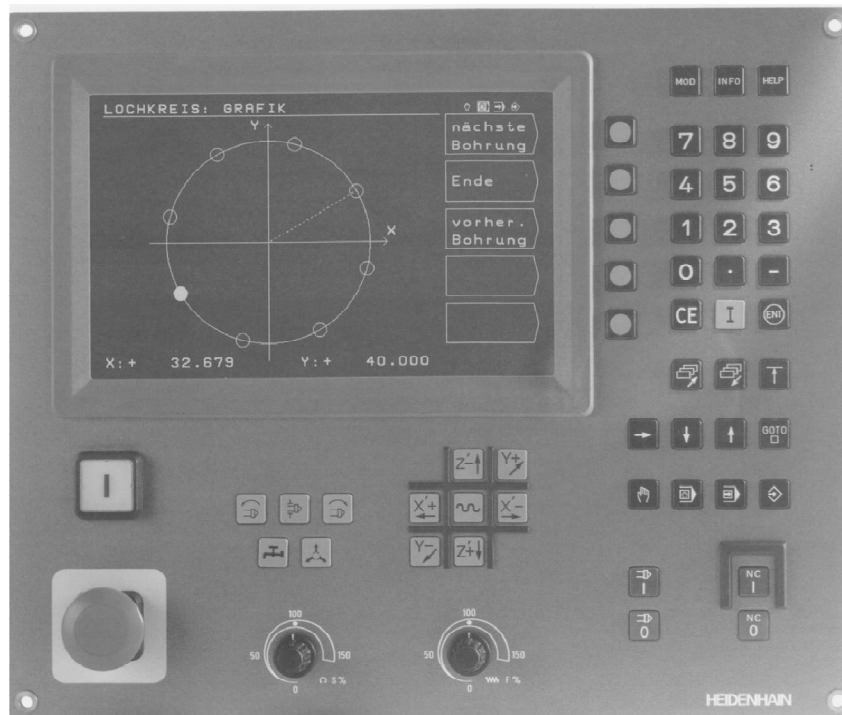


Рис. 6.1. Пульт керування HEIDENHAIN.

## 7.2 Розробка програми для обробки деталі.

Для демонстрації можливостей модернізованого верстату, обробимо деталь, що представлена на ескізі нижче:

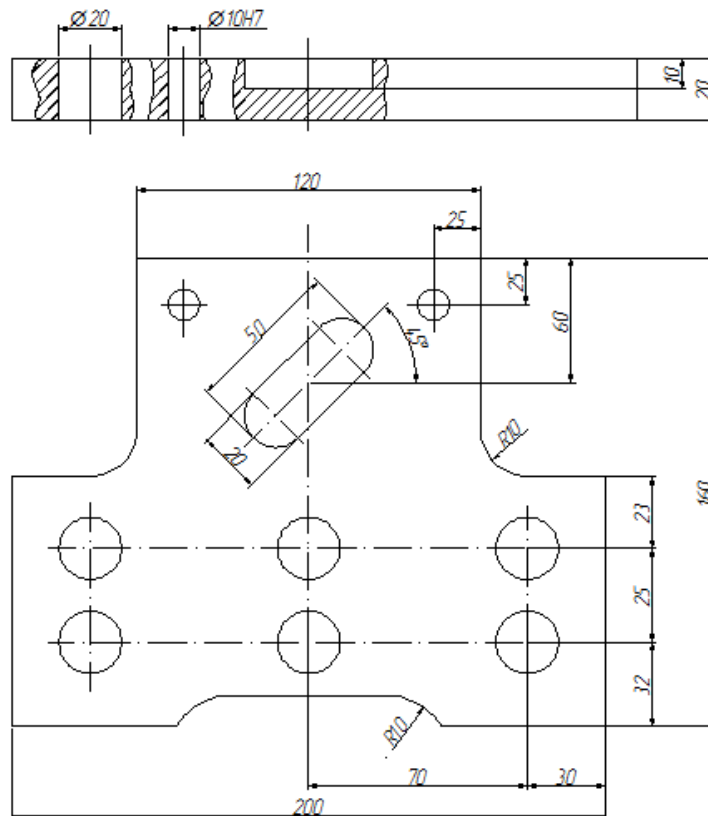
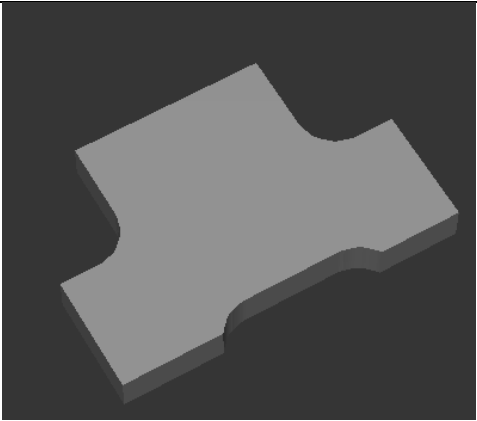
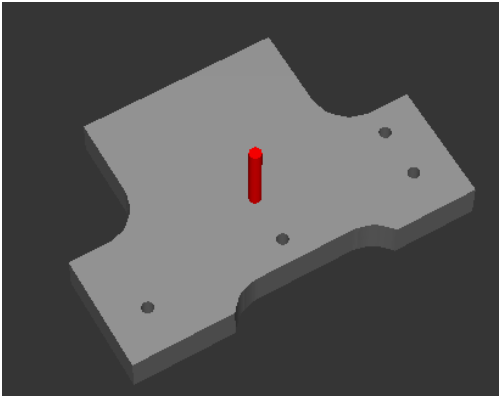
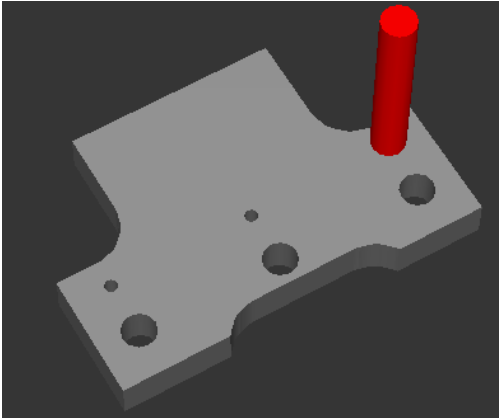
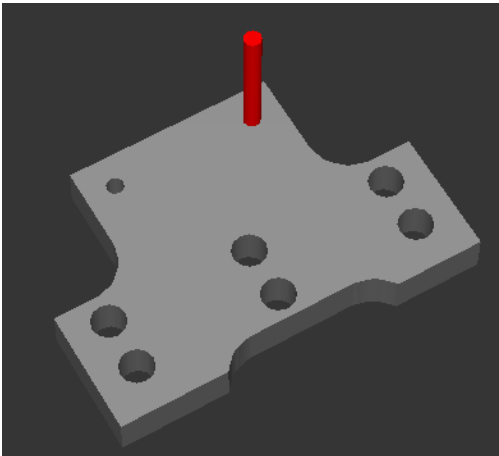


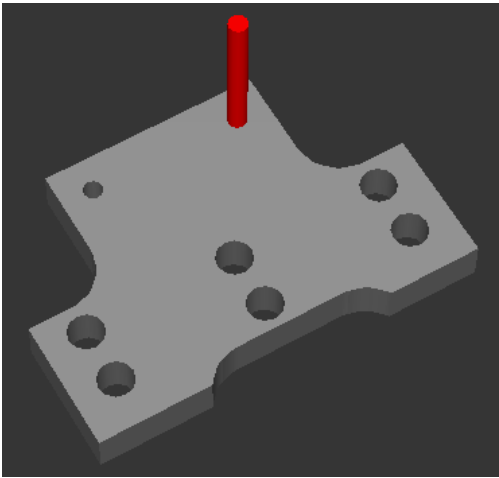
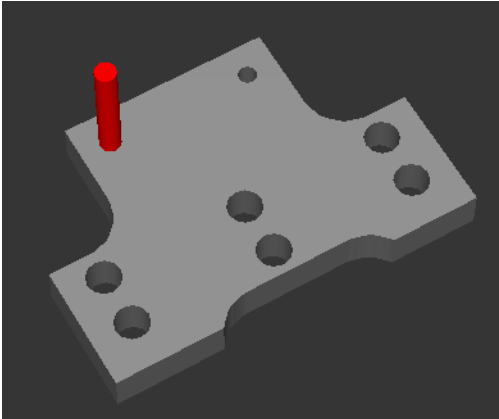
Рис. 6.2 Ескіз деталі для обробки.

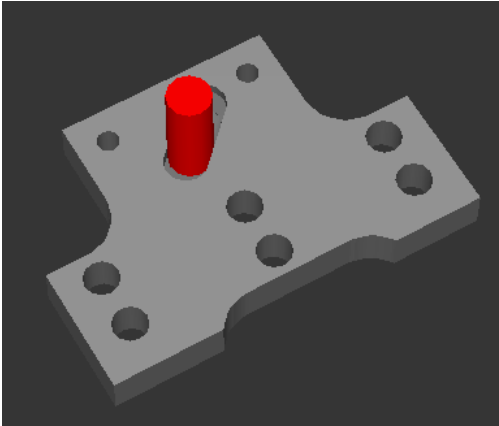
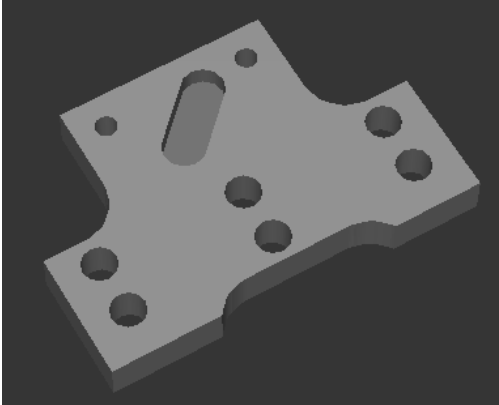
Створимо програму для обробки цієї деталі. Сюди входять такі операції, як свердління, розсвердлювання, зенкерування, розвертання, фрезерування пазу. Код програми з коментарями та скріншоти з програмної оболонки представлені в вигляді таблиці нижче:

Таблиця 6.1 Код програми в середовищі HEIDENHAIN

Код програми	Пояснення	Скріншот
0 BEGIN PGM DP MM 1 BLK FORM 0.1 Z X+0 Y+0 Z-20 2 BLK FORM 0.2 X+200 Y+140 Z+0	Створення програми та задання розмірів заготовки	
3 TOOL CALL 228 Z S1440 F200 4 CYCL DEF 200 DRILLING ~ Q200=+2 ;SET-UP CLEARANCE ~ Q201=-20 ;DEPTH ~ Q206=+200 ;FEED RATE FOR PLNGNG ~ Q202=+10 ;PLUNGING DEPTH ~ Q210=+0 ;DWELL TIME AT TOP ~ Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~ Q204=+50 ;2ND SET-UP CLEARANCE ~ Q211=+0 ;DWELL TIME AT DEPTH ~ Q395=+1 ;DEPTH REFERENCE 5 CYCL DEF 221 CARTESIAN PATTERN ~ Q225=+30 ;STARTNG PNT 1ST AXIS ~ Q226=+32 ;STARTNG PNT 2ND AXIS ~ Q237=+70 ;SPACING IN 1ST AXIS ~ Q238=+25 ;SPACING IN 2ND AXIS ~ Q242=+3 ;NUMBER OF COLUMNS ~ Q243=+2 ;NUMBER OF LINES ~ Q224=+0 ;ANGLE OF ROTATION ~ Q200=+2 ;SET-UP CLEARANCE ~ Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~ Q204=+50 ;2ND SET-UP CLEARANCE ~ Q301=+1 ;MOVE TO CLEARANCE 6 L X+150 Y+150 Z+150 R0 FMAX	Зміна інструменту на свердло Ø10, задання режиму різання, задання циклу свердління, задання координат шести отворів	

<p>7 TOOL CALL 235 Z S1440 F150  8 CYCL DEF 200 DRILLING ~  Q200=+2 ;SET-UP CLEARANCE ~  Q201=-20 ;DEPTH ~  Q206=+200 ;FEED RATE FOR PLNGNG ~  Q202=+10 ;PLUNGING DEPTH ~  Q210=+0 ;DWELL TIME AT TOP ~  Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~  Q204=+50 ;2ND SET-UP CLEARANCE ~  Q211=+0 ;DWELL TIME AT DEPTH ~  Q395=+1 ;DEPTH REFERENCE  9 CYCL DEF 221 CARTESIAN PATTERN ~  Q225=+30 ;STARTNG PNT 1ST AXIS ~  Q226=+32 ;STARTNG PNT 2ND AXIS ~  Q237=+70 ;SPACING IN 1ST AXIS ~  Q238=+25 ;SPACING IN 2ND AXIS ~  Q242=+3 ;NUMBER OF COLUMNS ~  Q243=+2 ;NUMBER OF LINES ~  Q224=+0 ;ANGLE OF ROTATION ~  Q200=+2 ;SET-UP CLEARANCE ~  Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~  Q204=+50 ;2ND SET-UP CLEARANCE ~  Q301=+1 ;MOVE TO CLEARANCE  10 L X+150 Y+150 Z+150 R0 FMAX</p>	<p>Зміна інструменту на свердло Ø20, задання режиму різання, задання циклу розсвердлювання, задання координат шести отворів</p>	
<p>11 TOOL CALL 230 Z S1440 F200  12 CYCL DEF 200 DRILLING ~  Q200=+2 ;SET-UP CLEARANCE ~  Q201=-20 ;DEPTH ~  Q206=+200 ;FEED RATE FOR PLNGNG ~  Q202=+10 ;PLUNGING DEPTH ~  Q210=+0 ;DWELL TIME AT TOP ~  Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~  Q204=+50 ;2ND SET-UP CLEARANCE ~  Q211=+0 ;DWELL TIME AT DEPTH ~  Q395=+1 ;DEPTH REFERENCE  13 CYCL DEF 221 CARTESIAN PATTERN ~  Q225=+65 ;STARTNG PNT 1ST AXIS ~  Q226=+115 ;STARTNG PNT 2ND AXIS ~  Q237=+70 ;SPACING IN 1ST AXIS ~  Q238=+0 ;SPACING IN 2ND AXIS ~  Q242=+2 ;NUMBER OF COLUMNS ~  Q243=+1 ;NUMBER OF LINES ~  Q224=+0 ;ANGLE OF ROTATION ~  Q200=+2 ;SET-UP CLEARANCE ~  Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~  Q204=+50 ;2ND SET-UP CLEARANCE ~  Q301=+1 ;MOVE TO CLEARANCE</p>	<p>Зміна інструменту на свердло Ø9, задання режиму різання, задання циклу свердління, задання координат двох отворів</p>	

<p>14 TOOL CALL 231 Z S500 F250  15 CYCL DEF 200 DRILLING ~  Q200=+2 ;SET-UP CLEARANCE ~  Q201=-20 ;DEPTH ~  Q206=+200 ;FEED RATE FOR PLNGNG ~  Q202=+20 ;PLUNGING DEPTH ~  Q210=+0 ;DWELL TIME AT TOP ~  Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~  Q204=+50 ;2ND SET-UP CLEARANCE ~  Q211=+0 ;DWELL TIME AT DEPTH ~  Q395=+1 ;DEPTH REFERENCE  16 CYCL DEF 221 CARTESIAN PATTERN ~  Q225=+65 ;STARTNG PNT 1ST AXIS ~  Q226=+115 ;STARTNG PNT 2ND AXIS ~  Q237=+70 ;SPACING IN 1ST AXIS ~  Q238=+0 ;SPACING IN 2ND AXIS ~  Q242=+2 ;NUMBER OF COLUMNS ~  Q243=+1 ;NUMBER OF LINES ~  Q224=+0 ;ANGLE OF ROTATION ~  Q200=+2 ;SET-UP CLEARANCE ~  Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~  Q204=+50 ;2ND SET-UP CLEARANCE ~  Q301=+1 ;MOVE TO CLEARANCE</p>	<p>Зміна інструменту на зенкер Ø9.5, задання режиму різання, задання циклу зенкерування, задання координат двох отворів</p>	
<p>17 TOOL CALL 5 Z S45 F25  18 CYCL DEF 201 REAMING ~  Q200=+2 ;SET-UP CLEARANCE ~  Q201=-20 ;DEPTH ~  Q206=+25 ;FEED RATE FOR PLNGNG ~  Q211=+0 ;DWELL TIME AT DEPTH ~  Q208= MAX ;RETRACTION FEED RATE ~  Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~  Q204=+50 ;2ND SET-UP CLEARANCE  19 CYCL DEF 221 CARTESIAN PATTERN ~  Q225=+65 ;STARTNG PNT 1ST AXIS ~  Q226=+115 ;STARTNG PNT 2ND AXIS ~  Q237=+70 ;SPACING IN 1ST AXIS ~  Q238=+0 ;SPACING IN 2ND AXIS ~  Q242=+2 ;NUMBER OF COLUMNS ~  Q243=+1 ;NUMBER OF LINES ~  Q224=+0 ;ANGLE OF ROTATION ~  Q200=+2 ;SET-UP CLEARANCE ~  Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~  Q204=+50 ;2ND SET-UP CLEARANCE ~  Q301=+1 ;MOVE TO CLEARANCE  20 L X+150 Y+150 Z+150 R0 FMAX</p>	<p>Зміна інструменту на розвертку Ø10, задання режиму різання, задання циклу розвертання, задання координат двох отворів</p>	

<p>21 TOOL CALL 10 Z S1000 F400  22 CYCL DEF 253 SLOT MILLING ~  Q215=+0 ;MACHINING OPERATION ~  Q218=+50 ;SLOT LENGTH ~  Q219=+20 ;SLOT WIDTH ~  Q368=+0 ;ALLOWANCE FOR SIDE ~  Q374=+45 ;ANGLE OF ROTATION ~  Q367=+0 ;SLOT POSITION ~  Q207=+400 ;FEED RATE FOR MILLNG ~  Q351=+1 ;CLIMB OR UP-CUT ~  Q201=-10 ;DEPTH ~  Q202=+2.5 ;PLUNGING DEPTH ~  Q369=+0 ;ALLOWANCE FOR FLOOR ~  Q206=+150 ;FEED RATE FOR PLNGNG ~  Q338=+2 ;INFEEED FOR FINISHING ~  Q200=+2 ;SET-UP CLEARANCE ~  Q203=+0 ;SURFACE COORDINATE ~  Q204=+50 ;2ND SET-UP CLEARANCE ~  Q366=+2 ;PLUNGE ~  Q385=+500 ;FINISHING FEED RATE ~  Q439=+3 ;FEED RATE REFERENCE  23 L X+100 Y+100  24 CYCL CALL</p>	<p>Зміна інструменту на пальцеву фрезу Ø20, задання режиму різання, задання циклу фрезерування пазу, задання координат центру пазу</p>	
<p>25 L X+150 Y+150 Z+150 R0 FMAX M30  26 END PGM DP MM</p>	<p>Вимкнення шпинделя та завершення програми</p>	

Як ми можемо бачити, програма коректно виконує обробку заданої нами деталі. Процес обробки тривав 7 хв. 11с.

## **Висновки**

В даній роботі була проведена модернізація вертикально-свердлильного верстату. Верстат був дообладнаний інструментальним магазином та механізмом для заміни інструменту. Також був модернізований привід головного руху верстату. В результаті цих змін, були досягнуті такі результати:

- покращення технологічних можливостей даного верстату;
- підвищення точності механічної обробки деталей;
- підвищення продуктивності обробки;
- надання можливості проведення додаткових операцій на верстаті;
- покращення умов виробничого процесу.

Задля розширення технологічних можливостей верстату, робота була проведена в таких напрямках:

- сконструйовано механізм автоматичної зміни інструменту;
- розроблено конструкцію інструментального магазину;
- проведено оснащення верстату провідною системою ЧПК;
- модернізовано привід головного руху верстату та його шпиндельний вузол;
- в конструкцію верстату додані механічні та електричні запобіжні пристрої, що підвищує надійність його роботи.

Робота над магістерською дисертацією була проведена на основі опрацьованої літератури, а також джерел в мережі «Інтернет».

## Список використаних джерел

1. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: в 3 т. / под ред. А. С. Проникова. – Москва: Машиностроение, 1995. – Т. 2: Расчет и конструирование узлов и элементов станков. – 319 с.
2. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов / под ред. Пуша В. Э. – Москва: Машиностроение, 1995. – 256с.
3. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / Чернавский С. А., Боков К. Н., Чернин И. М. и др. – Москва: Машиностроение, 1987. – 416с.
4. Стадник В. А. Деталі машин, курс лекцій: Електронне навчальне видання / В. А. Стадник. – Київ: НТУУ «КПІ», 2012. – 650с.
5. Справочник по машиностроению: в 2 т. / под ред. Н. С. Ачеркана. – Москва: Машиностроение, 1964. – Т. 2. – 462с.
6. Курсовое проектирование металлорежущих станков, часть I: Учебное пособие/ Н. Я. Смольников, В. Н. Подлеснов, В. Ф. Чурбаков, и др.. – Волгоград: ВГТУ, 1995. – 161с.
7. Методические указания к самостоятельным работам по курсу «Металлорежущие станки», раздел «Расчет и конструирование станков» для студентов специальности 1202 – «Металлорежущие станки и инструменты»/ сост. И. И. Верба, И. Г. Федоренко, С. В. Чикин. – Киев: КПИ, 1989. – 52с.
8. Каталог электродвигателей предприятия ООО «Электропром» [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: [http://electromotor.com.ua/documentation/electroprom\\_katalog.pdf](http://electromotor.com.ua/documentation/electroprom_katalog.pdf)
9. Пантелеев В.Ф. Расчёты деталей машин. 3-е изд., перераб. и доп./ В. Ф. Пантелеев. – Пенза: ПГУ, 2007. – 208с.